



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA A SER MONTADA EN LOS CAMIONES DE LA COOPERATIVA DE TRANSPORTE DE CÁRNICOS “EL CAMAL” DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”

LASSO BARRIONUEVO PATRICIO FERNANDO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2015

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2014-02-17

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LASSO BARRIONUEVO PATRICIO FERNANDO

Titulada:

**“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA A SER MONTADA EN LOS CAMIONES
DE LA COOPERATIVA DE TRANSPORTE DE CÁRNICOS “EL CAMAL” DE LA
CIUDAD DE RIOBAMBA”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ángel Jácome Domínguez
DIRECTOR

Ing. Pablo Sinchiguano Conde
ASESOR

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LASSO BARRIONUEVO PATRICIO FERNANDO

TITULO DE LA TESIS: **“DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA A SER MONTADA EN LOS CAMIONES DE LA COOPERATIVA DE TRANSPORTE DE CÁRNICOS “EL CAMAL” DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA”**

Fecha de Examinación: 2015-08-20

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Ángel Jácome Domínguez DIRECTOR			
Ing. Pablo Sinchiguano Conde ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos- científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Lasso Barrionuevo Patricio Fernando

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo, Lasso Barrionuevo Patricio Fernando, declaro que el presente trabajo de grado es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de grado.

Lasso Barrionuevo Patricio Fernando

Cedula de Identidad: 060428645-0

DEDICATORIA

Primero que todo a Dios por permitirme cumplir este objetivo en mi vida, colmándome de bendiciones y muy agradecido por la familia que dios me ha dado.

A mis padres José Lasso, Carmen Barrionuevo y América Villa, por su esfuerzo, paciencia y amor, gracias por haberme dado la oportunidad de prepararme profesionalmente y formarme como una persona íntegra. A mis queridos hermanos: María, Javier y Jorge por todo su apoyo, por ser quienes nunca fallaron y siempre estuvieron conmigo en todo momento.

A la compañera de vida Belén Cerón, quien ha sido mí apoyo incondicional durante este camino, este logro va dedicado a todos ustedes, los amo.

Lasso Barrionuevo Patricio Fernando

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil para la sociedad. A cada uno de los docentes por haber impartido todos los conocimientos, experiencia en mi formación. En una manera especial al Ing. Ángel Jácome, Ing. Pablo Sinchiguano y al Ing. José Paredes quienes me guiaron acertadamente para la culminación con éxito del mismo.

Y a mis amigos que siempre estuvieron ahí, seguros que lograría mi triunfo, gracias a todos por el apoyo brindado.

Lasso Barrionuevo Patricio Fernando

CONTENIDO

Pág.

1	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	Objetivo general	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
2	MARCO TEÓRICO	
2.1	Marco conceptual	3
2.1.1	Cadena de frío.....	3
2.2	Principios básicos del transporte de canales de carne.	4
2.2.1	Definición de la carne.	4
2.2.2	Carne fresca.....	5
2.3	Proceso de refrigeración de la carne.	6
2.3.1	Principios de refrigeración	6
2.3.2	Tipos de refrigerante	9
2.3.2.1	Por su composición química.....	9
2.3.3	Características de los refrigerantes	11
2.3.4	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	12
2.3.5	Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del sistema de refrigeración.	14
2.3.6	Refrigeración carne fresca	15
2.3.7	Sistemas en que se requiere enfriamiento.....	16
2.4	Normas que deben cumplir los diferentes materiales empleados en la transportación de la carne	18
2.4.1	Normas sobre el transporte de la carne.....	19
2.4.2	Transporte de carne mediante vía terrestre.....	22
3	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA	
3.1	Principales fallas en los furgones instalados.	26
3.1.1	Sistema de suspensión de la carne	27
3.1.2	Materiales de recubrimiento caja isotérmica.....	29
3.1.3	Recubrimientos exteriores.....	30
3.1.4	Sistema de ventilación.....	31
3.1.5	Corrosión estructural	31
3.1.6	Parachoques y descarga (pisadera)	32
3.2	Parámetros de diseño	33
3.2.1	Función	33
3.2.2	Capacidad de carga	33
3.2.3	Dimensionamiento y peso de la cámara.....	33
3.2.4	Selección de materiales.	34
3.2.5	Temperatura y asepsia de la carne.	34
3.2.6	Ambiente de trabajo	35
3.2.7	Proceso de fabricación	35
3.2.8	Vida útil.	35
3.2.9	Costos.....	35
3.3	Selección de alternativa	36

3.3.1	Selección alternativa estructura, recubrimientos internos y externos.....	36
3.3.2	Selección alternativa aislante, sistema de refrigeración.....	38
4	DISEÑO ESTRUCTURAL	
4.1	Generalidades	39
4.2	Dimensionamiento de la estructura	40
4.3	Análisis estructural	41
4.4	Sistema estructural.....	41
4.5	Elementos estructurales	41
4.6	Cargas de diseño en estructuras	42
4.6.1	Tipos de cargas.....	42
4.7	Equilibrio estático	43
4.8	Esfuerzos resultantes	43
4.8.1	Determinación e indeterminación estática	44
4.8.2	Carrocerías de furgones.....	44
4.8.3	Estructura de esfuerzo en la cámara	45
4.9	Cálculo admisible a flexión.	45
4.9.1	Diagrama esfuerzo-deformación del acero estructural	45
4.10	Calculo de cargas y esfuerzos.....	46
4.11	Análisis de esfuerzos y diseño	48
4.11.1	Análisis de la viga soporte de la cámara frigorífica.	48
4.11.2	Estructura de la cámara frigorífica	62
4.11.3	Análisis de la viga soporte de la carne.	64
4.11.4	Ubicación de la viga soporte de la carne	80
4.11.5	Análisis de la viga de la viga pisadera	81
4.11.6	Análisis de los soportes de la viga pisadera.	84
4.11.7	Ubicación de la pisadera	88
4.11.8	Diseño de la puerta de ingreso.....	92
4.12	Simulación del furgón bajo los requerimientos de la NORMA INEN 1323, utilizando SAP 2000.	101
4.12.1	Definir propiedades.	102
4.12.2	Definir secciones.	102
4.12.3	Definir restricciones.....	103
4.12.4	Definir de cargas de diseño:	104
4.12.5	Combinaciones de cargas.	107
4.12.6	Visualización de resultados.	108
4.12.7	Análisis de reacciones en los puntos de anclaje.....	111
4.12.8	Diseño de soporte y perno de anclaje.	111
5	DISEÑO TERMICO	
5.1	Generalidades	114
5.2	Calculo de la carga térmica	114
5.2.1	Carga de transmisión	115
5.2.1.2	Techo	120
5.2.1.3	Piso	120
5.2.1.4	Pared frontal.....	121
5.2.1.5	Puerta	122
5.2.2	Calor aportado por el producto	124
5.2.3	Carga por infiltración de aire	124
5.2.4	Carga por el equipo.....	125
5.2.5	Cálculos de aportes varios	126
5.2.5.1	Aportes del personal que labora en la cámara.	127
5.2.5.2	Aporte calorífico por iluminación.....	128
5.2.6	Calculo del calor total	128

5.3	Selección del equipo de refrigeración.....	131
5.3.1	Refrigerante	132
5.3.2	Dimensiones del equipo de refrigeración.....	133
5.3.3	Evaporador.....	133
5.3.4	Condensador.....	134
5.3.5	Compresor	134
5.3.6	Cañerías	135
5.3.7	Controlador.	136
5.3.8	Cañería de desagüe.....	136

6 COSTOS

6.2	Análisis económico.....	137
6.3	Costos para la construcción de la estructura de la cámara.....	137
6.3.1	Costos directos de los materiales.....	137
6.2.1.1	Costo de construcción.....	138
6.2.1.2	Equipos y herramientas.....	139
6.2.1.3	Costos por transporte.....	139
6.2.1.4	Costo del equipo de refrigeración y aislante	140
6.2.1.5	Costos total directo.....	140
6.2.2	Costos indirectos.....	141
6.3	Costos totales	141
6.4	Rentabilidad del equipo.....	142
6.4.1	Depreciación	142
6.4.2	Valor de salvamento.....	142
6.4.3	Determinación del beneficio de transporte.....	143
6.4.4	Valor actual neto (VAN).....	144
6.4.5	Tasa interna de retorno (TIR)	145
6.5	Análisis de resultados	147

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1	Conclusiones.....	148
7.2	Recomendaciones.....	149

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Variación de la carne en refrigeración	15
2	Correspondencia de calificación	37
3	Matriz de decisión para la selección de la estructura del furgón	38
4	Selección del aislante	38
5	Dimensiones internas del furgón	40
6	Peso que soportaran los ganchos.....	47
7	Características del material seleccionado.....	50
8	Propiedades del perfil U	51
9	Razones ancho-espesor límite para elementos a compresión	51
10	Especificaciones del perfil C	52
11	Tabla de selección para la aplicación de secciones.....	54
12	Propiedades del perfil doble C en SAP 2000	56
13	Perfiles estructurales Omega.....	62
14	Perfiles estructurales correas G.....	68
15	Propiedades del perfil G	68
16	Razones ancho-espesor límite para elementos a compresión	69
17	Especificaciones del perfil G	69
18	Tabla de selección para la aplicación de secciones.....	71
19	Propiedades del perfil doble G en SAP 2000	74
20	Carga total de la pisadera.....	81
21	Planchas laminadas en frio.....	89
22	Grado metrico de aceros para pernos	99
23	Valores de k	99
24	Dimensiones de roscas métricas	100
25	Propiedades de los Materiales.....	102
26	Tabla para calcular carga de giro según Norma INEN1323	105
27	Valores máximos en los soportes	111
28	Características de los paneles aislante tipo sándwich.	118
29	Calor aportado por Persona.....	127
30	Características del compresor Thermo King serie V-200	134
31	Costos directos para la construcción de la cámara frigorífica	137
32	Mano de obra	138
33	Equipos y herramientas menores	139
34	Costos equipos de refrigeración y aislante	140
35	Costo total directo.....	140
36	Costos Indirectos	141
37	Costos totales.....	141
38	Depreciación anual furgón frigorífico	143
39	Ingreso actual y proyecciones de ingresos	144
40	Egresos socios de la Cooperativa de transporte El Camal	144
41	Flujos de caja proyectados para 10 años.....	145
42	Valor actual neto.....	145

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Cadena de frio	4
2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	12
3 Diagrama TS ciclo de refrigeración por compresión	13
4 Sección transversal de la nave de suspensión atmosférica tradicional	17
5 Canal	20
6 Flujo de aire en una cámara de refrigeración	23
7 Rieles para sujeción de la carne	27
8 Deformación del perfil por sobrecarga	27
9 Viga fracturada por sobrepeso	28
10 Falla por mala ubicación de los perfiles	28
11 Ganchos para soportar la carne a transportar	29
12 Recubrimiento parcial de la cámara	29
13 Fallas en los recubrimientos	30
14 Recubrimiento exterior de la cámara	30
15 Sistema de ventilación	31
16 Corrosión estructural	31
17 Corrosión en juntas soldadas	32
18 Parachoques y descarga	32
19 Forma y dimensiones del furgón	40
20 Tipos de elementos estructurales	42
21 Diagrama carga muerta	42
22 Diagrama carga viva	43
23 Estructura del furgon	44
24 Elementos principales del furgon	45
25 Diagrama esfuerzo-deformación del acero estructural	46
26 Distribución de 4 reses en cada viga	47
27 Viga simplemente apoyada	48
28 Diagrama de cortante	49
29 Diagrama de momentos	49
30 Catalogo DIPAC para perfiles C	50
31 Perfil C	55
32 Perfil C dibujado en SAP 2000	55
33 Propiedades físicas del perfil C	56
34 Deformaciones de la viga según criterio de Von Misses	61
35 Desplazamiento estático de la viga	61
36 Deformación estática unitaria	62
37 Base de la estructura de la cámara frigorífica	63
38 Estructura de la cámara frigorífica	63
39 Viga doblemente empotrada	64
40 Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de reacciones	64
41 Diagrama de esfuerzos cortantes	65
42 Diagrama de cuerpo libre de la viga doblemente empotrada	65
43 Diagrama de momentos	67

44	Perfil G 80 x 40 x 15 x 2	72
45	Perfiles de acero ASTM A36 modelado en Solidworks	73
46	Perfil G doble dibujado en SAP 2000.....	73
47	Propiedades del perfil doble G.....	74
48	Deformaciones de la viga según criterio de Von Misses	79
49	Desplazamiento estático de la viga.....	79
50	Deformación estática unitaria	80
51	Ubicación de la viga soporte de la carne	80
52	Diagrama de cuerpo libre viga pisadera.....	81
53	Diagrama esfuerzos cortantes	82
54	Diagrama de momentos	82
55	Planchas antideslizantes DIPAC	84
56	Diagrama de Fuerzas	84
57	Diagrama de cortante	85
58	Diagrama de momentos	85
59	Catalogo DIPAC para perfiles C	86
60	Pisadera del furgón	86
61	Deformaciones de la viga según criterio de Von Misses	87
62	Desplazamiento estático de la viga.....	87
63	Deformación estática unitaria	88
64	Pared frontal de la cámara frigorífica	89
65	Perfil sujetador de pisadera	90
66	Pisadera soldada a la cámara	90
67	Perfil sujetador de la plancha a la estructura.	91
68	Perfil parante sujetador de la plancha a la estructura	91
69	Estructura del furgón	92
70	Puerta de ingreso al furgon.....	92
71	Puerta del furgón	94
72	Bisagra utilizada para sujeción de la puerta.....	94
73	Deformaciones de la bisagra según criterio de Von Misses	96
74	Desplazamiento estático de la bisagra	96
75	Deformación estática unitaria	97
76	Ubicación de las bisagras en las puertas.....	101
77	Modelo alámbrico del furgón, modelado en SAP 2000	101
78	Definir secciones en SAP2000	102
79	Perfiles designados a los elementos del furgón.....	103
80	Dimensiones chasis HYUNDAI HD 65 cabina corta STD.....	103
81	Restricciones modelos alámbricos furgón frigorífico	104
82	Designación de la carga lateral.....	105
83	Designación carga de frenado	106
84	Designación carga frontal de aire	107
85	Ingreso las cargas en SAP2000	108
86	Designación de combinaciones en SAP2000	108
87	Simulación deformación estructura del furgón en SAP2000	109
88	Resultados del análisis de la estructura utilizando SAP2000	110
89	Sección más crítica de la estructura	110
90	Reacciones en los puntos de sujeción.....	111
91	Fuerzas que actúan sobre el soporte.....	112

92	Base del furgón	112
93	Tensión de Von Mises, con las cargas aplicadas.....	113
94	Panel aislante conformado tipo sándwich.	116
95	Disposición de materiales	117
96	Propiedades paneles aislante tipo sandwich	118
97	Resumen de cargas térmicas	129
98	Principales componentes THERMO KING T-500R	130
99	Selección de Equipo	131
100	Gama Serie V	132
101	Capacidad de refrigeración R-134a	132
102	Dimensiones del condensador y evaporador	133
103	Instalación del evaporador.....	133
104	Instalación del condensador	134
105	Instalación del compresor	135
106	Armado correcto de la cañería.....	135
107	Instalación de las cañerías de succión y descarga del compresor	136
108	Controlador de cabina Direc Smat Reefer	136
109	Resumen de costos directos.....	141
110	Tendencia del VAN.....	146

LISTA DE ANEXOS

- A** Perfiles estructurales tipo G
- B** Clasificación de las secciones según pandeo local
- C** Diseño de miembros a flexión
- D** Tabla de selección para la aplicación de las secciones del capítulo F
- E** Catalogo DIPAC
- F** Data sheet Paneles aislantes
- G** Datos técnicos unidades refrigerantes

RESUMEN

Durante el suministro de carne es necesario garantizar la inocuidad, esto se obtiene manteniendo un control estricto de temperatura durante todas las etapas que componen la cadena de frío, para lo cual se diseñó una cámara frigorífica, que cumple con los requerimientos establecido por la FAO y AGROCALIDAD.

Para el diseño de la cámara frigorífica se tomó en consideración las fallas recurrentes presentes en los furgones de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba, así se obtuvo las opciones más favorables tanto de diseño y selección de materiales, que se ajusten a la esta operación logística.

La distribución de las reses dentro de la cámara, se generó un arreglo de 5 vigas de carga colocadas de manera perpendicular al eje del vehículo, equidistantes entre sí con una capacidad de 4 canales de 160 kg, esto debido a que al ser una cooperativa de transporte de carga liviana, su carga máxima es 3 500 kg. Para conservar la temperatura de la carga, se calculó la carga térmica a ser disipada durante el tiempo que dura el transporte hacia los diferentes puntos de expendio, manteniendo una temperatura de 7°C, se seleccionó un equipo Thermo King V-200, que utiliza como refrigerante R-134a y tiene una capacidad de 5 930 BTU/h.

El proyecto contribuye con el desarrollo tecnológico de las unidades de transporte de los socios y a la seguridad alimentaria de nuestro país, se recomienda no sobrepasar la capacidad de la cámara frigorífica, ni de las vigas de suspensión.

ABSTRACT

During supply of meat It is necessary ensure safety, It achieved by maintaining strict temperature control during all stages that make up the cold chain, for which was designed a cold room which meets the requirements established by FAO and AGROCALIDAD.

For the design of the cooling chamber it took into consideration the recurring failures present in the boxcars of Cooperative of meat transportation "EL CAMAL" from Riobamba city, so the most favorable options for both design and selection of materials was obtained, which conform, to this logistics operation.

The cattle distribution within the chamber, It generated an array of 5 load beams arranged in perpendicular between them and axis of vehicle equidistantly with a capacity of 4 channels 160 kg, this because being a light cooperative of transportation, its maximum load is 3500 kg, to keep the temperature of the meat, was calculated the thermal load to be dissipated during time transport that it last the transport to the different outlets, maintaining a temperature of 7 °C, it selected a team Thermo King V-200, which uses R134a as refrigerant, and has a capacity 5930 BTU/h.

The Project contributes to the technological development of transport units and the partners and food security in our country, it is recommended not to exceed the capacity of the cold room or the suspension beams.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Ante la necesidad de mejorar la calidad e higiene del producto cárnico durante el transporte y dar cumplimiento a las disposiciones establecida por AGROCALIDAD detalladas en la norma INEN 1218 establece que las canales, previo registro de peso, entraran en las áreas o espacios de almacenamiento, refrigeración, deshuesado o corte, serán transportadas a los sitios de consumo en carros refrigerados, para protegerse de la contaminación o deterioro. El medio de transporte debe ser exclusivo para esta clase de producto.

La cooperativa de transporte de cárnicos EL CAMAL se ha visto en la necesidad de realizar un estudio para la implementación de cámaras frigoríficas a cada vehículo que forma parte de la misma. Dando cumplimiento a las normas establecidas, brindando un mejor servicio y preservando la calidad del producto.

1.2 Justificación

En la actualidad los camiones que prestan el servicio de transporte de cárnicos en la ciudad de Riobamba no cuentan con el equipamiento técnico para brindar este servicio bajo las normas establecidas por el organismo de control AGROCALIDAD.

Para el transporte de reses, medias reses o cuartos de res, y en general para cualquier animal faenado entero o en corte, deberá contarse con un vehículo dotado de furgón frigorífico o isotérmico de revestimiento impermeable, de fácil limpieza y desinfección, con ganchos y rieles que permitan el adecuado transporte de la carne en suspensión, por lo que es importante realizar el diseño de esta cámara para contribuir a mantener la cadena de frío en el transporte de las “canales” desde el matadero hasta su punto final de expendio. Al realizar el diseño de esta cámara frigorífica, los señores cooperados tendrán mayor facilidad de equipar sus camiones, debido a que el valor económico será inferior al que si se importara la cámara, el equipo a diseñar tendrá las características técnicas de acuerdo a la carga, tanto en su peso, como en el control de la temperatura propia que va a transportar.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* “Diseñar una cámara frigorífica a ser montada en los camiones de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba”.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Analizar los conceptos teóricos necesarios para el diseño.
- Analizar las alternativas posibles.
- Realizar el cálculo y diseño del furgón.
- Realizar el diseño térmico del furgón.
- Realizar un análisis de costos para un camión tipo perteneciente a la cooperativa.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Marco conceptual

2.1.1 Cadena de frío. La cadena del frío es el conjunto de elementos, medios y técnicas que garantizan la calidad de un producto refrigerado hasta su utilización o consumo por parte del usuario final, es así que esta debe garantizar las propiedades nutritivas e higiénicas del producto de forma eficaz y continua. Se denomina "Cadena" porque se encuentra compuesta por diferentes etapas o eslabones. Si por algún motivo algún punto de la cadena de frío llegara a verse comprometida, toda ella se vería afectada perjudicando la calidad y seguridad del producto. La temperatura es un factor crítico en los sistemas de producción y distribución de alimentos, que debe ser estrictamente controlado. En la cadena del frío intervienen tres etapas fundamentales:

- Almacenamiento en cámaras frigoríficas en el centro de producción
- Transporte en vehículos especiales
- Plataforma de distribución y centros de venta

Al momento que la cadena del frío se rompe, la actividad bacteriana se reanuda y el producto se deteriora, entre los puntos más críticos que generan una ruptura en la cadena de frío tenemos:

- Salida de fábrica
- Plataforma logística
- Puntos de venta
- El consumidor final (ALVAREZ, 2010)

El transporte es un proceso esencial dentro de la cadena de frío. Este deberá ser rápido, seguro y adaptable a las contingencias que puedan surgir, previniendo que la cadena de frío no se rompa durante el trayecto desde el Camal Municipal de Riobamba hasta el almacenamiento en los diferentes centros de expendio, lo cual exige conocer las características de los diferentes tipos de carne a ser manipulados, ya que dependiendo de las sales, ácidos, porcentaje de grasa en la carne y el tipo de corte, dependerá la temperatura a la cual debe ser transportada la carne.

Mantener la cadena de frío resulta fundamental a la hora de garantizar la seguridad alimentaria, por lo que todos los eslabones implicados, desde productores a distribuidores y consumidores deben poner especial atención en preservarla. De nada servirá realizar esta labor conjunta si no se cuenta con la colaboración del consumidor final, que deberá también esmerarse en protegerla.

Figura 1. Cadena de frío



Fuente: Autor

Todos los vehículos utilizados para el transporte de alimentos deben ser diseñados conforme a normas nacionales e internacionales para garantizar la conservación e integridad de los productos.

2.2 Principios básicos del transporte de canales de carne.

2.2.1 Definición de la carne. La NORMA INEN 1217, define a la carne como el tejido muscular convenientemente madurado comestible, sano y limpio de los animales de abasto: bovino, ovino, porcino, caprino que mediante la inspección veterinaria oficial antes y después del faenamiento, son declarados aptos para el consumo humano. (INEN, 2012)

La carne es un alimento procedente de la musculatura de los animales, la conversión del musculo en carne es el fundamento del proceso que lleva desde el animal vivo hasta su transformación el alimento; la operación central de este proceso es el sacrificio de los animales pero esta operación no puede considerarse aislada con el manejo previo al sacrificio y procesado posterior.

2.2.2 *Carne fresca.* La carne fresca es un alimento altamente perecedero y susceptible al deterioro, por lo cual deberá tratarse con especial cuidado para garantizar la protección del consumidor final. La carne fresca se encoge, pierde peso y es rápidamente atacada por bacterias que se encuentran en el aire, en las manos de los operarios y de la ropa de limpieza, así como de los medios de transporte. Como la reproducción de las bacterias aumenta con el incremento de la temperatura y la humedad, cuando no se dispone de refrigeración, tradicionalmente la carne se vende al por menor en un plazo de doce horas desde la matanza, incluso con el peligro de pérdidas debidas al encogimiento, desechos y deterioro. (RESTREPO, 2001)

En el caso de la ciudad de Riobamba la cadena de comercialización se encuentra cubierta casi en su totalidad por carnicerías tradicionales, que venden la carne fresca faenada en las inmediaciones de la Ciudad, evitando de esta manera las largas cadenas de suministro. Los carniceros tienen contacto directo con los introductores de ganado que suministran a los consumidores carne fresca y cortes específicos lo que garantiza la frescura y rastreabilidad de la carne puesta a la venta. Las autoridades locales realizan controles continuos para dar cumplimiento de las normas de inocuidad e higiene que debe cumplir la carne. Con el crecimiento demográfico y el consecuente incremento de la demanda de carne, se precisan sistemas de comercialización más adecuados, debido a esto los precios de la carne generalmente se elevan.

En nuestro país con predominio de economía basada en la agricultura, la distribución de carne fresca sigue realizándose fundamentalmente en los mercados tradicionales de productos frescos o en pequeñas tercenas que se encuentran distribuidas por toda la ciudad. En los mercados y tercenas están situados cerca a los lugares donde se efectúa la matanza o de las instalaciones de sacrificio rurales. A falta de cadenas de frío eficientes, la carne fresca se compra a primeras horas de la mañana y se cocina y consume en el mismo día. Las autoridades locales han adoptado normas de inspección de la carne para promover el suministro de carne sana a los consumidores.

Es de esta manera que deberán aplicarse normas estrictas de higiene e inocuidad de la carne. A fin de facilitar los esfuerzos de las autoridades gubernamentales, regionales e internacionales competentes, la FAO (Organización de las Naciones unidas para la alimentación y la Agricultura) y la OMS (Organización mundial de la Salud) han establecido el CODEX ALIMENTARIUS. Los distintos códigos se actualizan frecuentemente y se ponen a disposición de las autoridades como directrices para la elaboración de normas adecuadas en materia de inocuidad alimentaria. (DONEY, 2001)

2.3 Proceso de refrigeración de la carne.

2.3.1 *Principios de refrigeración.* La refrigeración es un proceso de enfriamiento de un cuerpo en el cual se baja o se mantiene el nivel de calor de un cuerpo o un espacio determinado. Considerando que al referirnos de mayor o menor cantidad de calor o de mayor o menor nivel térmico, refrigerar es un proceso termodinámico en el que se extrae calor del objeto considerado (reduciendo su nivel térmico), y se lleva a otro lugar capaz de admitir esa energía térmica.

La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente. El uso de hielo de origen natural o artificial como refrigerante estaba muy extendido hasta poco antes de la I Guerra Mundial, cuando aparecieron los refrigeradores mecánicos y eléctricos. La eficacia del hielo como refrigerante es debida a que tiene una temperatura de fusión de 0 °C y para fundirse tiene que absorber una cantidad de calor equivalente a 333,1 kJ/kg. La presencia de una sal en el hielo reduce en varios grados el punto de fusión del mismo. Los alimentos que se mantienen a esta temperatura o ligeramente por encima de ella pueden conservarse durante más tiempo. El dióxido de carbono sólido, conocido como hielo seco o nieve carbónica, también se usa como refrigerante.

En esta época en nuestros hogares tenemos una refrigeradora, la misma que es un ejemplo básico de lo que es refrigeración, la misma que es necesaria para enfriar o refrigerar las carnes o alimentos de consumo humano, para mantenerlos frescos y en buenas condiciones para ser consumidos siempre con la calidad que se necesita libre de organismos dañinos para la salud.

Cuando hablamos de refrigeración de carnes en la industria alimenticia debemos llegar hasta temperaturas de conservación o bajo cero, por lo que para el traslado o transportación de estos alimentos la industria se vio obligada a crear o diseñar furgones con cámaras frigoríficas capaces de llegar a las temperaturas deseadas para evitar contaminación ya que estos productos están constituidos de materia orgánica y por acción del medio ambiente pueden llegar a dañarse y producir grandes pérdidas económicas para la industria o empresa que se dedica a este tipo de transportación, por lo cual para evitar esto se debe conocer muy bien su estructura orgánica, su composición y así poder ser sometidos a diferentes temperaturas que sean necesarias para mantenerlas a un ambiente adecuado el mismo que ralentice el crecimiento de bacterias que se encuentran presentes en la carne.

Para entender bien el proceso de refrigeración de la carne analizaremos conceptos fundamentales tales como:

Calor.- Es la forma de energía que se transfiere entre diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas, sin embargo en termodinámica generalmente el término calor significa simplemente transferencia de energía.

Transferencia de calor.- Es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

Convección.- Si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso llamado convección.

Conducción.- En los sólidos, la única forma de transferencia de calor es la conducción. Si se calienta un extremo de una varilla metálica, de forma que aumente su temperatura, el calor se transmite hasta el extremo más frío por conducción.

Radiación.- La radiación presenta una diferencia fundamental respecto a la conducción y la convección: las sustancias que intercambian calor no tienen que estar en contacto, sino que pueden estar separadas por un vacío.

Conductividad Térmica.- Es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor. En otras palabras la conductividad térmica es también la capacidad de una sustancia de transferir la energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes o a sustancias con las que no está en contacto.

Refrigeración.- Es un proceso que consiste en bajar o mantener el nivel de calor de un cuerpo o un espacio.

Congelación.- Es una forma de conservación que se basa en la solidificación del agua contenida en éstos. Por ello uno de los factores a tener en cuenta en el proceso de congelación es el contenido de agua del producto.

Refrigerante.- Es un producto químico líquido o gaseoso, fácilmente licuable, que es utilizado como medio transmisor de calor entre otros dos ambientes de una máquina térmica. Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire.

Efecto de refrigerante.- El efecto de refrigeración de un refrigerante se mide en función de la cantidad de calor que es capaz de absorber desde que entra al evaporador como líquido, hasta que sale como vapor.

El efecto de refrigeración se resume como la diferencia entre el calor que contiene el líquido y el calor contenido en el vapor después de pasar por el evaporador.

Entalpía.- La entalpía es la cantidad de energía de un sistema termodinámico que éste puede intercambiar con su entorno. Por ejemplo, en una reacción química a presión constante, el cambio de entalpía del sistema es el calor absorbido o desprendido en la reacción. En un cambio de fase, por ejemplo de líquido a gas, el cambio de entalpía del sistema es el calor latente, en este caso el de vaporización.

Entropía.- Es una magnitud física que, mediante cálculo, permite determinar la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo. Es una función de estado de carácter extensivo y su valor, en un sistema aislado, crece en el transcurso de un proceso que se dé de forma natural.

Compresión.- Es la resultante de las tensiones o presiones que existe dentro de un sólido deformable o medio continuo, caracterizada porque tiende a una reducción de volumen del cuerpo, y a un acortamiento del cuerpo en determinada dirección.

Evaporación.- Es un proceso físico que consiste en el paso lento y gradual de un estado líquido hacia un estado gaseoso, tras haber adquirido suficiente energía para vencer la tensión superficial. A diferencia de la ebullición, la evaporación se puede producir a cualquier temperatura, siendo más rápido cuanto más elevada sea esta.

Condensación.- Es el cambio de fase de la materia que se encuentra en forma gaseosa (generalmente vapores) y pasa a forma líquida. Es el proceso inverso a la vaporización, que forma parte fundamental de los diferentes ciclos de refrigeración. Si se produce un paso de estado gaseoso a estado sólido de manera directa, el proceso es llamado sublimación inversa o deposición. Si se produce un paso del estado líquido a sólido se denomina solidificación.

Deshidratación.- Es la alteración de agua y sales minerales en el plasma de un cuerpo. Puede producirse por estar en una situación de mucho calor (sobre todo si hay mucha humedad), ejercicio intenso, falta de bebida o una combinación de estos factores. También ocurre en aquellas enfermedades donde está alterado el balance hidroelectrolítico. Básicamente, esto se da por falta de ingestión o por exceso de eliminación de agua.

Aislamiento Térmico.- Es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor por conducción. Se evalúa por la resistencia térmica que tienen. La medida de la resistencia térmica o, lo que es lo mismo, de la capacidad de aislar térmicamente, se expresa, en el Sistema Internacional de Unidades (SI) en $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ (metro cuadrado y kelvin por vatio).

Se considera material aislante térmico cuando su coeficiente de conductividad térmica: λ es inferior a $\lambda < 0,10 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ medido a 20°C (obligatorio) o, en el antiguo Sistema Técnico, $0,085 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Aislante Térmico.- Es un material usado en la construcción y en la industria, caracterizado por su alta resistencia térmica. Establece una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura, impidiendo que el calor traspase los separadores del sistema que interesa (como una vivienda o una nevera) con el ambiente que lo rodea.

Poliuretano.- Es un polímero que se obtiene mediante condensación de bases hidrolíticas combinadas con isocianatos. Los poliuretanos se clasifican en dos grupos, definidos por su estructura química, diferenciados por su comportamiento frente a la temperatura. (CEPEDA, 2008)

2.3.2 *Tipos de refrigerante.* Existen varios tipos de refrigerantes en el mercado, teniendo preferencia por los que son amigables con el medio ambiente, se encuentran libres de cloro que no reducen la capa de ozono, los cuales para nuestro análisis los dividiremos de la siguiente manera:

2.3.2.1 *Por su composición química.* Por su composición química se divide en:

- Los inorgánicos, como el agua o el NH_3 : Amoníaco
- Los de origen orgánico(hidrocarburos y derivados):

- Los CFC, Clorofluorocarbonos, perjudiciales para la capa de ozono
- Los HCFC, Hidroclorofluorocarbonados
- Los HFC
- Los HC, Hidrocarburos (alcanos y alquenos)
- Las mezclas, azeotrópicas o no azeotrópicas.

2.3.1.2 *Por su grado de seguridad.* Se divide en 3 grupos que son:

- GRUPO 1: no son combustibles ni tóxicos.
- GRUPO 2: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones mayores de 3,5% en volumen mezclados con el aire.
- GRUPO 3: tóxicos, corrosivos o explosivos a concentraciones menores o iguales a 3,5% en volumen.

2.3.1.3 *Por sus presiones de trabajo.* Se considera de 4 tipos como son:

- Baja
- Media
- Alta
- Muy alta

2.3.1.4 *Por su función.* Se clasifican en:

- *Primario:* si es el agente transmisor en el sistema frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico entre los dos ambientes principalmente en forma de calor latente.
- *Secundario:* realiza un papel de intercambio térmico intermedio entre el refrigerante primario y el medio exterior. Realiza el intercambio principalmente en forma de calor sensible.
- Pueden ser perjudiciales para la capa de ozono: Índice ODP y ayudar al efecto invernadero: Índice GWP

Entre los refrigerantes que normalmente se utilizan tenemos:

- El agua
- El amoníaco o R717
- El Glicol
- R11
- R12
- R22
- R23
- R32
- R123
- R124
- R134a
- R502
- R407C
- R410A
- R507
- R517

2.3.3 *Características de los refrigerantes.* A continuación se describe las características más relevantes de los refrigerantes:

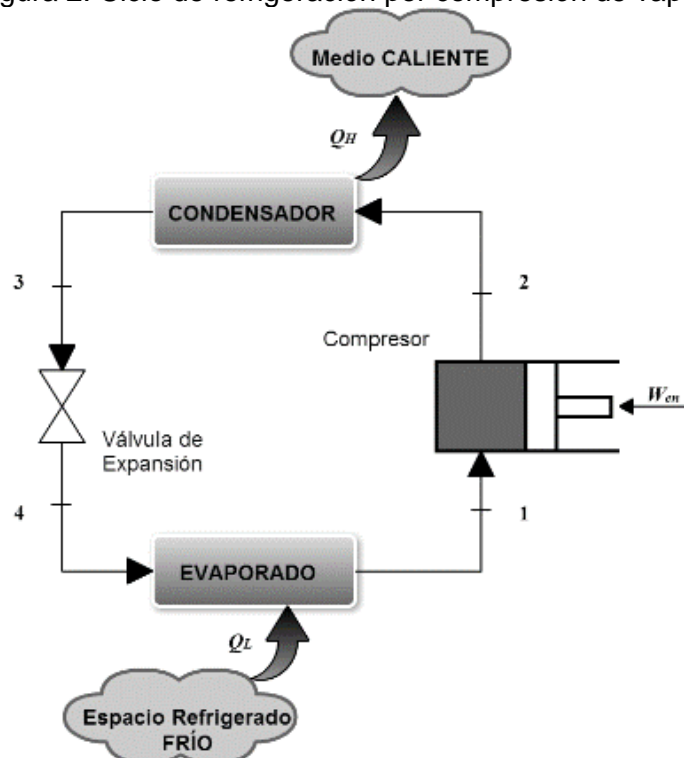
- Punto de congelación, debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelamientos en el evaporador.
- Calor específico, debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- Volumen específico, debe ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión
- Densidad, debe de ser elevada para usar líneas de líquidos pequeñas.
- Temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor.
- Temperatura de ebullición, deben ser presiones cercanas a la atmosférica, a su vez quiere decir que al aumenta la presión el punto de ebullición será mayor.
- Punto crítico lo más elevado posible.

- No deben ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos.
- Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica. (CORONEL, 2007)

2.3.4 *Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.* En el proceso de compresión de vapor se realizan modificaciones al ciclo de Carnot basados en las siguientes consideraciones:

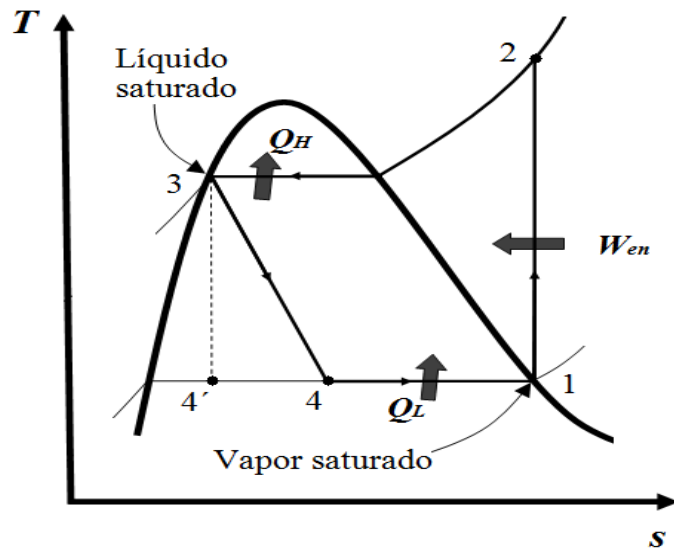
- En el proceso de compresión, el fluido de trabajo solo debe estar en la fase de vapor.
- Para expandir el refrigerante es recomendable utilizar un dispositivo más económico y con cero mantenimientos (válvula de estrangulamiento o tubo capilar).
- La temperatura de condensación no debe limitarse a la zona de saturación.

Figura 2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: <http://termo2-1mi131.blogspot.com/2013/11/ciclo-de-refrigeracion-de-ciclo-de.html>

Figura 3. Diagrama TS ciclo de refrigeración por compresión



Fuente: (CENGEL, y otros, 2003)

Para cada proceso, la ecuación general de energía en régimen estacionario por unidad de masa, despreciando la variación de la energía cinética y potencial está dada por:

$$q + w = h_{salida} - h_{entrada} \quad (1)$$

Donde:

q = calor de entrada [kcal]

w = trabajo realizado [J]

h_{salida} = entropía de Salida [kcal/kg.K]

$h_{entrada}$ = entropía de Entrada [kcal/kg.K]

La capacidad de refrigeración, es el flujo de calor transferido en el evaporador \dot{Q}_{evap} , que se expresa en la ecuación 2 (MIRANDA, 2012):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2)$$

Donde:

\dot{Q}_{evap} = calor transmitido al refrigerante [kcal]

\dot{m} = gasto másico [kg/h]

h_1 = entropía en el punto 1 [kcal/kg.K]

h_2 = entropía en el punto 4 [kcal/kg.K]

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. El coeficiente de operación del ciclo está dado por: (MIRANDA, 2012)

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} \quad (3)$$

Donde:

COP_{REF} = coeficiente de operación

\dot{Q}_{evap} = calor transmitido al refrigerante [kcal]

W_{comp} = trabajo del compresor [J]

$h1$ = entropía en el punto 1 [kcal/kg.K]

$h2$ = entropía en el punto 2 [kcal/kg.K]

$h4$ = entropía en el punto 4 [kcal/kg.K]

2.3.5 *Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del sistema de refrigeración.* Como principales dispositivos del sistema de refrigeración tenemos:

Evaporador.- Se transfiere calor (absorbe) de la región fría al refrigerante que experimenta un cambio de fase a temperatura constante. Para que la transferencia de calor sea efectiva, la temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor que la temperatura de la región fría.

Condensador.- El refrigerante se condensa al ceder calor a una corriente externa al ciclo. El agua y el aire atmosférico son las sustancias habituales utilizadas para extraer calor del condensador. Para conseguir que se transfiera calor, la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor que las temperaturas de las corrientes atmosféricas.

Compresor.- Para alcanzar las condiciones requeridas en el condensador logrando la liberación del calor desde el sistema al ambiente, es necesario comprimir el refrigerante de manera de aumentar su presión y en consecuencia su temperatura (generalmente temperaturas de sobrecalentamiento), los requerimiento de potencia de entrada depende de las necesidades de enfriamiento, para lo cual se deberá tomar en cuenta diferentes factores, mismos que serán evaluados durante el desarrollo de la investigación de manera específica para este caso.

Válvula de estrangulamiento.- Liberado el calor en el condensador es necesario revertir el proceso del compresor de manera de obtener bajas temperatura al disminuir la presión (estrangular), logrando las condiciones requeridas en el evaporador.

2.3.6 Refrigeración carne fresca. Una vez entendido estos conceptos consideraremos refrigerada una canal o pieza cárnica cuando su centro ya ha sido enfriado a un valor igual o inferior a los 7 °C, ya que dentro de este rango de temperatura no se desarrollan los microorganismos patógenos. El frío no destruye los microorganismos sino que únicamente inhibe o ralentiza su crecimiento, además se debe tener en cuenta a las bacterias psicótropas, capaces de desarrollarse bajo refrigeración pese a no ser su temperatura óptima de crecimiento, entre estas se destacan microorganismos patógenos como: *Listeria monocytogenes*, *Yersinia enterocolitica* y *Clostridium botulinum* tipo E y otros microorganismo.

El metabolismo bacteriano disminuye mientras la temperatura va descendiendo, de igual manera disminuyen las reacciones químicas del músculo, así pues, al refrigerar una pieza cárnica demoramos todos los procesos de deterioro de la carne, ya sean bioquímicos o microbiológicos. En la siguiente tabla se muestra como varía la duración de la carne en refrigeración a -1 °C dependiendo del tipo de carne y su humedad relativa (YUSTE, 2013).

Tabla 1. Variación de la carne en refrigeración

Tipo de carne	Duración prevista en almacén a -1 °C	Humedad relativa [%]
Vaca	Hasta 3 semanas	90
Ternera	1 – 3 semanas	90
Cordero	10 – 15 días	90 – 95
Cerdo	1 – 2 semanas	90 – 95
Despojos comestibles	7 días	85 – 90

Fuente: <http://www.fao.org/docrep/004/t0566s/t0566s12.htm>

La tabla 1 nos proporciona los valores establecidos para mantener diferentes tipos de carnes y cortes a una temperatura adecuada, en la cual el crecimiento bacteriano se ralentice, así también se establece el tiempo máximo de conservación de la carne a esa temperatura. Para conseguir una correcta disminución de temperatura y un correcto mantenimiento, en las cámaras se controlan tres parámetros fundamentales: la temperatura, la humedad relativa y la velocidad del aire.

La tasa de enfriado en el punto más profundo de la canal por varios factores, incluyendo la eficiencia del cuarto, carga, tamaño de la canal y adiposidad. Como una guía general se tiene que la temperatura interna a 6-7 °C se debería lograr en 28-30 horas para ovinos. El no bajar la temperatura interna rápidamente resultara en un crecimiento excesivamente rápido de bacterias dentro de la carne resultando en malos olores y manchando el hueso.

Se necesita altas velocidades del aire para enfriado rápido, pero estas incrementaran las pérdidas por evaporación a menos que la humedad relativa (RH) sea también alta. No obstante, si el aire está casi a punto de saturación habrá condensación en la superficie de la canal, favoreciendo así el crecimiento de hongos y bacterias. Un punto medio entre los dos problemas parece ser una RH de cerca del 90 % con una velocidad de aire de 0,5 m/s. También existirá condensación si se pone canales calientes dentro de la cámara de refrigeración.

No se debe cargar el cuarto frío más allá de la capacidad para la que fue diseñada y se debe dejar espacio suficiente entre las canales para que se produzca un adecuado flujo de aire frío de otra el enfriamiento ser ineficiente

A nivel industrial, no se deben mezclar carnes en diferentes momentos del proceso puesto que se producirán choques térmicos que serán muy perjudiciales para la calidad del producto.

Es esencial mantener la cadena de frío desde el sacrificio hasta el consumo de la carne, para garantizar la inocuidad del alimento. (AGRICULTURA, 2012)

2.3.7 *Sistemas en que se requiere enfriamiento.* Las fábricas, camales municipales y mataderos particulares utilizan diversos sistemas para satisfacer ampliamente las condiciones indicadas en diversos reglamentos y normas, el Instituto Internacional de Refrigeración indica la situación que se ha de prever y el sistema de enfriamiento sugerido aplicable a un matadero de tamaño mediano como es nuestro caso:

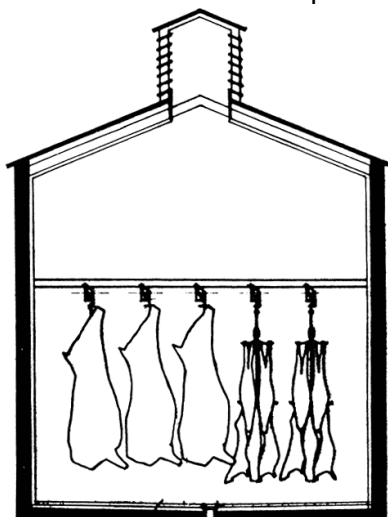
- Carne sacrificada localmente para el consumo interno (clima frío) - suspensión atmosférica.
- Carne sacrificada localmente para el consumo local (clima templado) - pre enfriamiento atmosférico y enfriamiento por circulación forzada.

- Carne importada enfriada producida industrialmente para el consumo local, almacenamiento en el matadero para el deshuesado y el corte para la venta al por menor (todos los climas)- pre enfriamiento por circulación forzada y enfriamiento de mantenimiento.

Sin medios artificiales el enfriamiento de la carne se puede facilitar si la matanza se efectúa por la noche. Las canales se pueden recoger y despachar a los mercados al por mayor y al por menor para la venta en un plazo de 12 horas a partir del faenamiento.

Las canales en espera para ser distribuido deben colgar de carriles en una nave de suspensión. En esas cámaras no refrigeradas pero aisladas se logra enfriar la carne en grado considerable. Las cámaras deben ser altas en relación con su anchura y el techo deben estar adecuadas para conseguir el “efecto embudo” de movimiento ascendente del aire para extraer la humedad de los lomos.

Figura 4. Sección transversal de la nave de suspensión atmosférica tradicional



Fuente: <http://www.fao.org>

Al lograr el enfriamiento por evaporación debido a la circulación de la corriente natural combinada con el aire caliente que asciende de la carne, se produce un enfriamiento y una contracción que produce el efecto llamado chimenea.

En los climas húmedos los peligros son mayores y es tradicional, hacer incisiones en los costados de la carne, en el caso de los bovinos hasta el hueso, para promover el enfriamiento y evitar la contaminación de los huesos, las temperaturas en el centro de las tajadas no debe pasar de 5 °C a las 48 horas después del faenamiento, condición que, salvo en los climas muy fríos, sólo se puede conseguir mediante el enfriamiento por circulación forzada.

Cuando se utiliza cualquier tipo de enfriamiento por circulación forzada, la refrigeración se realiza en etapas desde la primera suspensión en una cámara atmosférica en un periodo de ocho horas incluso y luego su transferencia a un refrigerador de aire de circulación de 25 °C a 30 °C. El enfriamiento inicial en esta cámara atmosférica tiene la ventaja de reducir considerablemente la carga de refrigeración; y en climas templados contribuirá a mejorar el secado y la consolidación.

Al conseguir cierto grado de evaporación natural fuera de la cámara de enfriamiento refrigerada, se evitara una evaporación excesiva de la humedad y por consiguiente, la formación excesiva de hielo en las tuberías de la planta. Tomando en cuenta el proceso de enfriamiento a lo largo de un tiempo determinado, cuando se procede a la matanza varios días a la semana, es posible disponer menos de la planta de enfriamiento.

La desventaja más grande es que las condiciones atmosféricas son muy variables; y que incluso bajo condiciones óptimas, las canales mantienen el calor durante largo tiempo. Sin embargo, si en las áreas de matanza y apilamiento, la suspensión queda completada antes de la salida del sol, esas desventajas se reducen al mínimo.

2.4 Normas que deben cumplir los diferentes materiales empleados en la transportación de la carne

Cada uno de los transportes descritos anteriormente se diseña para una aplicación específica de este transporte de alimentos perecederos. La carga térmica dependerá de la capacidad de carga de cada uno de los vehículos, el tipo y la cantidad de carne a ser transportada, el medio de enfriamiento, las temperaturas del producto y la variación de temperatura del ambiente durante el traslado a los centros de comercialización.

Para el aislamiento térmico de la cámara que debe de impedir la entrada de calor. La cuantificación de las propiedades de un aislante es compleja, ya que cada material reacciona de manera diferente ante las diferentes transmisiones del calor: radiación, convección, conducción, calor latente/calor sensible y también según la temperatura a la que se encuentre.

Para comparar materiales y realizar cálculos, se utiliza habitualmente el coeficiente de conductividad térmica, que mide únicamente la conducción. Para que la comparación del coeficiente de dos materiales sea correcta, este debe ser medido a la misma temperatura en ambos casos.

Se debe seleccionar adecuadamente el tipo de aislante, ya que tendrá gran influencia en el rendimiento térmico de la cámara, entre las principales opciones en el mercado tenemos:

- Materiales aislantes: Poliuretano, poliestireno, cloruro de vinilo.
- Paneles preformados, que son: rígidos y ligeros.

La estanqueidad se refiere a que la cámara debe encontrarse cerrada y sin comunicación alguna con el exterior para evitar la contaminación del alimento por cualquier intercambio de fluido o polvo con la carga

- Se debe garantizar la estanqueidad, incluidas las puertas.
- Debe conservar su elasticidad y propiedades con el tiempo.

Un aislante térmico posee las siguientes características:

- Están constituidos en su mayor parte por aire
- Los aislantes contienen más del 90% de su volumen en aire
- El aire está constreñido por sólidos que forman pequeñísimos espacios, y le impiden su movimiento
- Los sólidos no son metálicos
- Son cuerpos opacos

2.4.1 *Normas sobre el transporte de la carne.* En el presente estudio, la Cámara Frigorífica deberá satisfacer 2 normativas emitidas por los diferentes organismos de control, los mismos que regularan y emitirán los permisos de funcionamiento para este tipo de vehículos, estos organismos son:

- Agrocalidad
- Ministerio de Salud Pública

La Agencia Ecuatoriana de Aseguramiento de Calidad del Agro-Agrocaldad, es la Autoridad Nacional Sanitaria, Fitosanitaria y de Inocuidad de los Alimentos, como entidad adscrita al Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca-MAGAP promueve en las diversas cadenas de producción agropecuaria, procesos sustentados en sistemas de gestión de la calidad, a fin de mejorar la producción, productividad y garantizar la soberanía alimentaria, para lograr la satisfacción de los requerimientos nacionales y el desarrollo de la competitividad internacional, mediante El reglamento a la ley sobre mataderos, inspección, comercialización e industrialización de la carne, el cual entre sus artículos establece que:

Art. 61.- Para el transporte de reses medias reses o cuartos de res, y en general para cualquier animal faenado entero o en corte, deberá contarse con un vehículo con furgón frigorífico o isotérmico de revestimiento impermeable, de fácil limpieza y desinfección y con ganchos o rieles que permita el transporte de la carne en suspensión.

Art. 62.- Para el transporte de carne o menudencias no podrá utilizarse ningún medio que se emplee para animales vivos, ni aquellos utilizados para otras mercancías que puedan tener efectos perjudiciales sobre la carne y viseras. No podrá transportarse carne en vehículos que no sean higienizados y en caso necesario desinfectados.

En la figura 5 podemos ver en detalle el producto final (ganado bovino) procesada misma que se denomina canal, mismos que serán transportado en la cámara una vez que se dividida en 4 presas o cuartos, que se ubicaran en un gancho de acero inoxidable para su traslado a su destino final de despacho.

Figura 5.Canal



Fuente: Autor

Aunque no es una reglamento emitido por el Municipio de Riobamba se deberá tomar en cuenta el plan de manejo responsable, para el traslado de las reses faenas .También se deberá considerar que diseño debe cumplir las normativas vigentes para la obtención del Permiso de transporte de alimentos, emitido por el Ministerio de Salud Pública cuya base legal determina las siguientes condiciones.

Ley orgánica de la salud, Ley 67, Registro Oficial Suplemento 423 de 22 de diciembre del 2006. (AGROCALIDAD, 2012)

Art. 129.- El cumplimiento de las normas de control y vigilancia sanitario es obligatorio para todas las instituciones, organismos y establecimientos públicos y privados que realicen actividades de producción, importación, exportación, almacenamiento, transporte, distribución, comercialización, y expendio de productos de uso y consumo humano.

Reglamento de alimentos, Decreto Ejecutivo 4114, Registro Oficial 984 de 22 de Julio de 1988.

Art. 158.- Los alimentos y materias primas serán transportadas en condiciones higiénico-sanitarias y de temperatura que garanticen la conservación de la calidad del producto.

Art. 159.- Los vehículos destinados al transporte de alimentos y materias primas serán adecuadas a la naturaleza del alimento y contruidos con materiales apropiados y de tal forma que protejan al producto de toda contaminación.

Art. 160.- El área del vehículo que almacena el alimento debe cumplir con los siguientes requisitos:

- a) Estar contruida de materia fácilmente lavable, inoxidable.
- b) Que pueda mantenerse convenientemente cerrado para evitar contaminaciones.
- c) Su construcción permitirá una adecuada ventilación e iluminación
- d) Se mantendrá en condiciones higiénico-sanitarias óptimas
- e) La parte externa del vehículo deberá llevar impreso el nombre de la empresa o transporte de alimentos

Art. 161.- Los vehículos destinados al transporte de alimentos y materias primas que requieren conservarse a baja temperatura, poseerán los equipos que garanticen el buen estado de los mismos hasta su destino final.

Art. 164.- Los productos alimenticios y materias primas no podrán estar en contacto directo con el piso del vehículo para lo cual se dispondrá de recipientes, embalajes, ganchos que eviten los riesgos de contaminación o deterioro. (AGROCALIDAD, 2012)

Reglamento de buenas prácticas para alimentos procesados, Decreto Ejecutivo 3253, Registro Oficial 696 de 4 de noviembre del 2002, almacenamiento, distribución, transporte y comercialización.

Art. 58.- El transporte de alimentos debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Los alimentos y materiales peligrosos deben ser transportados manteniendo, cuando se requiere, las condiciones higiénico-sanitarias y de temperatura establecidas para garantizar la conservación de la calidad del producto.
- Los vehículos destinados al transporte de alimentos y materiales peligrosos serán adecuadas a la naturaleza del alimento y contruidos con materiales apropiados y de tal forma que protejan al alimento de contaminación y efecto del clima.
- Para los alimentos que por su naturaleza requieren conservarse en refrigeración o congelación, los medios de transporte deben poseer esta condición.
- El área del vehículo que almacena y transporta alimentos debe ser de materiales de fácil limpieza, y deberá evitar contaminaciones o alteraciones del alimento.
- No se permite transportar alimentos junto con sustancias consideradas tóxicas, peligrosas o que por sus características puedan significar un riesgo de contaminación o alteración de los alimentos
- La empresa y distribuidor deben revisar los vehículos antes de cargar los alimentos para asegurar que se encuentren en buenas condiciones sanitarias, y,
- El propietario o el representante legal de la unidad de transporte, es el responsable del mantenimiento de las condiciones exigidas por el alimento durante su transporte. (AGROCALIDAD, 2012)

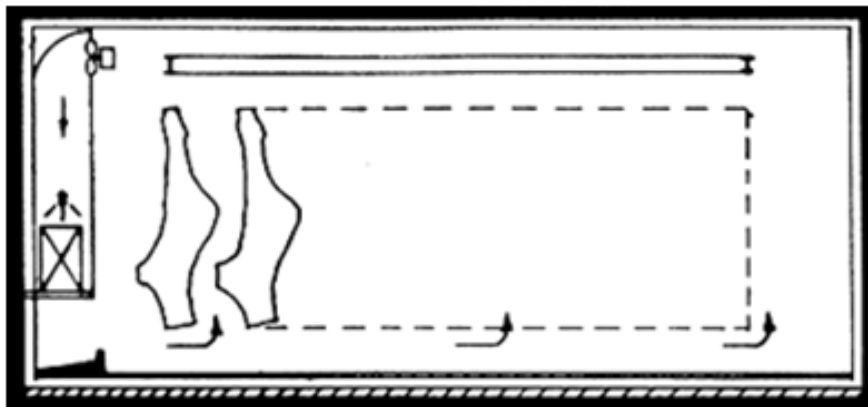
2.4.2 *Transporte de carne mediante vía terrestre.* Para eliminar el calor que penetra, e impedir que afecte la carga, es necesaria una circulación de aire frío forzada.

El aire deberá fluir a través de la carga, las paredes verticales, el techo y el suelo del vehículo. Se debe asegurar una temperatura uniforme y constante durante el tiempo que dure el trayecto y soportara la oscilación térmicas producidas por cada uno de los cambios de aire. En la actualidad los vehículos modernos se fabrican con paneles preformados, que evitan la penetración de humedad.

El transporte de alimentos de productos perecederos por vía terrestre se considera como el más flexible, rápido y eficiente para distancias cortas y medias, siempre y cuando los vehículos respeten los límites de ruidos permitidos y el personal que manipula la carga se encuentre capacitado y certificado.

En el interior de la caja toda superficie que podría entrar en contacto con la carne se fabricara de materiales que no afecten su olor y sabor. Todas las paredes interiores serán lisas, resistentes a la corrosión y a los agentes de limpieza, impermeables, a prueba de hongos, fáciles de limpiar y desinfectar. Las dimensiones exteriores de los vehículos están limitadas por los reglamentos de circulación y la capacidad de carga del vehículo. Se busca el máximo volumen interior, para lo cual es necesario adoptar paredes lo más delgadas posibles, pero que al mismo tiempo eviten la trasferencia de calor hacia el medio ambiente.

Figura 6. Flujo de aire en una cámara de refrigeración



Fuente: Fuente: <http://www.fao.org/docrep>

En principios de diseño tomará en cuenta los diferentes tipos de transportes que existen actualmente en el mercado:

Transporte Isotérmico.- cuando la caja del transporte está construida con: paredes, suelo, techo y puertas aislantes, que limitan la transferencia de calor entre el interior y el exterior de la caja.

De acuerdo con el coeficiente global de transferencia de calor que posean, se clasifican en:

- **IN:** Medio de transporte isoterma normal, para $U \leq 0,7 \text{ W/m}^2.\text{K}$
- **IR:** Medio de transporte isoterma reforzado, para $U \leq 0,4 \text{ W/m}^2.\text{K}$

Transporte Refrigerado.- es aquel transporte isoterma que con la ayuda de una fuente de frío distinta de un equipo mecánico, permite bajar la temperatura en la caja vacía y mantenerla después para una temperatura media exterior de 30° C:

- Clase A 7 °C máximo.
- Clase B -10 °C máximo.
- Clase C -20 °C máximo.

Transporte Frigorífico.- Es aquel transporte isoterma provisto de un dispositivo de producción de frío individual o colectivo para varias cajas, entre estos sistemas tenemos:

- Equipos con fuente externa de frío.
- Hielo hídrico como refrigerante.
- Equipos con placas eutécticas.
- Placas eutécticas se congelan al conectar el equipo a la red.
- En el transporte conservan la temperatura.

CAPITULO III

3. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA

En el presente estudio como primer paso para el diseño de la cámara frigorífica se analiza y determina los requerimientos que deben cumplir las unidades de la cooperativa "EL CAMAL" para realizar un traslado adecuado de los alimentos, obteniendo de esta manera importantes parámetros que mejorarán este diseño.

En el transporte de carne se encuentra siempre latente un alto riesgo de contaminación del producto, así que la cámara deberá garantizar primero que todo, la calidad y sanidad del producto. Como limitantes tendremos la capacidad máxima de carga de los camiones conjuntamente con las dimensiones externas de los mismos. Teniendo en consideración la alta inversión y gastos de operación que deberán realizar los transportistas se tomará en consideración la reducción, en la medida de lo posible el peso muerto de la cámara, aumentando así el peso de la carne que podrá ser transportada en cada viaje, reduciendo tiempos y ahorrando combustible.

Entre los factores más relevantes para el diseño térmico tenemos:

- Tipo de carne a ser transportada
- Tiempo de duración del transporte
- Distancia que recorre la carga
- Frecuencia de la apertura de las puertas
- Costos de inversión en el vehículo

Así también deberá cumplir con los parámetros requeridos establecidos como normas de salubridad e higiene, proporcionados por Agrocalidad y el Ministerio de Salud Pública, como son:

- Mantenimiento de temperatura óptima de la cámara para el producto
- Estado higiénico del transporte
- Condiciones de salubridad, no existencia de contaminantes
- Protección de los productos mediante embalajes adecuados
- Hermeticidad de la cámara para que conserve la temperatura constante.

- Dimensiones normalizadas de la cámara favorece almacenamiento
- Materiales de revestimiento adecuados

Deberá también realizarse un control previo de la carga:

- Comprobar el buen estado del producto
- Comprobar la temperatura de la carne a ser transportada

El componente más importante de este tipo de vehículos es la caja isotérmica que se encuentra compuesta generalmente por los siguientes elementos:

- Un soporte rígido que proporciona resistencia mecánica a la caja y soportara el peso de la carga en suspensión.
- El material aislante que proporciona la protección térmica y garantiza que la temperatura se mantenga constante durante el traslado de los productos.
- De puertas isotérmicas y totalmente herméticas.
- De los dispositivos internos para una adecuada circulación del aire en cantidad y velocidad para mantener la temperatura interior de la caja.

3.1 Principales fallas en los furgones instalados.

En la actualidad 6 unidades se encuentran brindando el servicio de transporte de carne en la ciudad de Riobamba, de los cuales se analiza sus debilidades y fallas más recurrentes, para desarrollar un diseño estándar que cumpla todos los parámetros salubridad, calidad e higiene.

Las partes que presentan mayor deterioro son:

- Sistema de suspensión de la carne
- Materiales de recubrimiento caja isotérmica.
- Recubrimientos exteriores
- Sistema de ventilación
- Corrosión de la estructura
- Parachoques y descarga

Estas partes se analizaran puntualmente durante el desarrollo este capítulo.

3.1.1 *Sistema de suspensión de la carne.* En este sistema tenemos dos elementos principales que presentan fallas recurrentes tanto en su diseño, como en la selección de materiales.

Rieles: Son las vigas que soportan sobre sí la carga de las canales, las fallas que se presentan son: una mala selección de los perfiles o tubos y un diseño ineficiente en sus soportes.

Figura 7. Rieles para sujeción de la carne



Fuente: Autor

Otra falla que se puede producir en los rieles es el exceso de carga que soportaría dicho elemento lo cual produciría que la viga seleccionada se deforme permanentemente.

Figura 8. Deformación del perfil por sobrecarga



Fuente: Autor

Cuando existe sobrecarga de carne o una mala selección del perfil o viga en los rieles, no solo puede deformarse sino puede producirse algo aún más grave como llegar a romperse o fracturarse.

Figura 9. Viga fracturada por sobrepeso



Fuente: Autor

No solo por la sobrecarga de peso o la mala selección de los perfiles pueden producirse deformación o fractura también por la mala distribución de los perfiles dentro de la cámara para sujetar la carne.

Figura 10. Falla por mala ubicación de los perfiles



Fuente: Autor

Ganchos: Son los elementos que tienen contacto directo con la carne y las vigas, las fallas que presentan son: incorrecta selección de materiales y mala selección del espesor.

Figura 11. Ganchos para soportar la carne a transportar



Fuente: Autor

3.1.2 *Materiales de recubrimiento caja isotérmica.* En este caso se debe a la mala selección de materiales de recubrimiento y a la ausencia total o parcial del mismo en la mayoría de las unidades, también al tipo de lámina empleado en su recubrimiento que no permite una correcta limpieza de la cámara o pone en riesgo la integridad física del estibador.

Figura 12. Recubrimiento parcial de la cámara



Fuente: Autor

Otra falla frecuente que ocurre en los recubrimientos de la cámara es que cuando son remachados o de cualquier otra forma adherida a la estructura del furgón, estos recubrimientos con el tiempo, uso, o cualquier otro factor que produzca desgaste, este suelen desprenderse lo que produciría fuga de temperatura.

Figura 13. Fallas en los recubrimientos



Fuente: Autor

3.1.3 *Recubrimientos exteriores.* En esta sección nos referimos al tipo de recubrimiento (pintura) y al proceso de colocación de la misma, ya que al no poseer una correcta aplicación, expone las láminas a los factores externos que producen con el tiempo corrosión de todo el cuerpo externo de la cámara frigorífica.

Figura 14. Recubrimiento exterior de la cámara



Fuente: Autor

3.1.4 *Sistema de ventilación.* El sistema de ventilación en todos los casos proviene de una ventana, que viene a contribuir con un riesgo potencial de contaminación al no estar provisto de algún tipo de filtro contra la tierra, el polvo o ceniza volcánica.

Figura 15. Sistema de ventilación



Fuente: Autor

3.1.5 *Corrosión estructural.* En todos los casos se presenta corrosión de diferente grado, desde pequeñas zonas afectadas hasta condiciones severas en la estructura, misma que pone en riesgo la integridad mecánica de ésta y la asepsia del producto que está siendo transportado, esto se debe a la naturaleza del producto que llevan y a que los furgones no son sometidos a procesos adecuados de limpieza y desinfección antes de cada transporte.

Figura 16. Corrosión estructural



Fuente: Autor

También hay que acotar que debido al diseño de la estructura, es decir a la conformación y disposición no eficiente de sus elementos, se presentará eventualmente corrosión, ya que existirán partes soldadas y traslapadas que estarán en contacto directo con la humedad y el agua, agentes potencialmente corrosivos.

Figura 17. Corrosión en juntas soldadas



Fuente: Autor

3.1.6 *Parachoques y descarga (pisadera).* Este es uno de los elementos que se encuentra sometido diariamente a grandes esfuerzos e impactos, debido a su función de amortiguar el golpe para cargar el vehículo en la plataforma, y que el estibador se apoye en el mismo para realizar la descarga de los canales, debe ser correctamente dimensionado y seleccionado el tipo de material para garantizar la ergonomía del estibador, su seguridad.

Figura 18. Parachoques y descarga



Fuente: Autor

3.2 Parámetros de diseño

Para realizar el diseño de la cámara frigorífica existen varios parámetros que se pueden considerar analizando los requerimientos, necesidades y condiciones de trabajo a la que se verá sometido el furgón, entre los parámetros más relevantes tenemos:

- Función.
- Capacidad de carga.
- Dimensionamiento y peso de la cámara.
- Selección de materiales.
- Temperatura y asepsia de la carne.
- Ambiente de trabajo.
- Proceso de fabricación.
- Vida útil.
- Costos.

3.2.1 *Función.* Debido a la mejora continua en todos los procesos productivos a nivel nacional, el presente estudio se realiza para alcanzar un diseño que cumpla los estándares de calidad e higiene en el transporte de carne hacia los diferentes centros de expendio impuestos por los organismos de control y los socios de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba

3.2.2 *Capacidad de carga.* Al ser la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba, una cooperativa de transporte de carga liviana, según la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, determina que para ser considerado vehículo de carga liviana su capacidad máxima será de 3,5 toneladas, este peso incluye el peso muerto de la cámara frigorífica.

Empleando la norma NTE INEN 2656:2012 de clasificación vehicular designa a este tipo de automotor como CML N1, camión ligero para el transporte de carga provisto de un chasis combinado al que se puede montar una estructura para el transporte de carga, con un número de 2 ejes, con un volumen definido para carga de Peso Bruto Vehicular (PBV) de hasta 3,5 toneladas.

3.2.3 *Dimensionamiento y peso de la cámara.* Para el dimensionamiento de la cámara frigorífica, se deberá tomar en consideración las diferentes restricciones que limitan el tamaño y el peso de la cámara, las cuales son:

- Largo, por longitud del chasis.
- Ancho, por la distancia entre llantas y la distancia entre los retrovisores laterales.
- Alto, por la longitud de las canales a ser transportadas ya que no deberán por ninguna razón entrar en contacto con el piso, siempre y cuando no se exceda en la altura, ya que si elevamos el centro de gravedad el vehículo, este se volverá muy inestable y la resistencia del viento en la parte superior disminuirá considerablemente el rendimiento del vehículo por galón de combustible.

Al tomar en cuenta que el negocio de los transportistas se encuentra en función de la carga transportada, es primordial que el peso muerto de la cámara sea mínimo sin que esto afecte la resistencia y confiabilidad de la estructura.

3.2.4 *Selección de materiales.* Se seleccionara entre los materiales disponibles en el mercado nacional, siendo los más comunes una amplia gama de aceros como: acero estructural A-36, acero galvanizado, acero inoxidable AISI 304, acero naval y para las láminas de recubrimiento también se considerara aluminio y poliuretano.

Para el aislamiento térmico se dispone de varios tipos, este deberá garantizar durabilidad y eficiencia disminuyendo la transferencia de calor durante el trayecto, así también la inocuidad del material.

Se debe seleccionar cuidadosamente los materiales según sea su función siempre enfocándonos en la reducción de peso y el costo de los mismos, pero manteniendo el coeficiente de seguridad requerido para cada caso.

3.2.5 *Temperatura y asepsia de la carne.* Para mantener la temperatura de la carne durante su transporte, se deberá seleccionar el equipo refrigerante, el cual será el encargado de disipar el calor admitido en la cámara durante el tiempo de carga, transporte y descarga, con una capacidad de refrigeración mayor a la requerida, una vez realizado el diseño del sistema.

Los materiales que se encuentran en contacto directo con la carne a ser transportada deberán ser seleccionados rigurosamente cumpliendo los estándares requeridos ya que deben garantizar la higiene y un diseño que facilite su desinfección y limpieza constante de la cámara frigorífica.

3.2.6 *Ambiente de trabajo.* Se debe tomar en consideración el ambiente tanto en el interior de la caja isotérmica, como en su exterior, ya que el interior se debe disminuir el riesgo que se produzca contaminación por ningún factor externo, como bacterias, gases, lluvia, polvo, ceniza etc... pero al ser aislada del exterior por las características propias del alimento en el interior se encuentra expuesto a la sangre, grasas y humedad (exudación de la carne), estas condiciones son idóneas para que el proceso de corrosión de los materiales se acelere, es aquí donde primara la importancia de una adecuada selección de materiales.

3.2.7 *Proceso de fabricación.* Los procesos de fabricación que requiere la cámara frigorífica deben ser accesibles y no extremadamente elaborados, entre los principales tenemos:

- Trazado
- Corte
- Doblado
- Conformado
- Soldadura
- Ensamblaje
- Aislamiento
- Acabado
- Pintura

3.2.8 *Vida útil.* Tenido en cuenta la fatiga de los elementos estructurales y el ambiente al que se encuentra expuesto el furgón, la vida útil promedio de este tipo de estructuras es de 15 años, tomando en consideración que elementos específicos requerirán mantenimiento constante.

3.2.9 *Costos.* El costo que generaría la construcción el presente diseño de la cámara frigorífica es un factor muy importante, ya que dependerá de este la implementación por parte de los socios de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba, este costo debe estar equilibrado entre los requerimientos de los organismos de control y la economía de los socios.

Se deberá tomar en cuenta que al ser una unidad de transporte, este debe trabajar inmediatamente y durante el tiempo de trabajo este debe justificar los gastos de mantenimiento de la cámara, así como el salario del chofer del vehículo.

3.3 Selección de alternativa para el diseño

Con la finalidad de determinar la alternativa más idónea se analizará todas las ventajas y desventajas cuidadosamente de cada opción disponible para el diseño considerando criterios muy importantes como: tiempo de fabricación, facilidad de construcción, tipo de carne a transportar, inocuidad, rendimiento del ciclo de refrigeración, peso, aceptación de los socios de la cooperativa y costo.

3.3.1 *Selección alternativa estructura, recubrimientos internos y externos.* Para la selección de la alternativa contaremos con 3 opciones de furgones, cada uno de ellos con sus ventajas y desventajas.

Alternativa 1: Furgón, con soporte en acero estructural con revestimiento interior en acero galvanizado, revestimientos exteriores con lámina de acero, piso con lámina corrugada de acero inoxidable, vigas de soporte para canales con tubos de acero galvanizado.

Alternativa 2: Furgón, soporte de acero estructural, con revestimiento interior de acero inoxidable AISI 304, revestimiento exterior láminas de acero galvanizado, piso de acero inoxidable AISI 304 acanalado, rieles de soporte para canales con perfiles doble G ASTM A36.

Alternativa 3: Furgón, soporte de aluminio, con revestimiento interior en aluminio, revestimiento exterior láminas de aluminio piso con lámina corrugada de aluminio, rieles de soporte para canales con platinas de acero inoxidable AISI 304.

Las alternativas anteriormente presentadas corresponden a la estructura del furgón y a sus recubrimientos, que servirán para seleccionar el tipo de sistema más idónea para cumplir con la tarea de transportar carne, la diferencia entre ellas radica en las características de resistencia mecánica y resistencia a la corrosión pero teniendo en consideración el mismo principio para asegurar la asepsia y higiene de la carne durante el transporte.

Para la elaboración de la matriz de decisión, serán tomados en cuenta varios factores, los cuales han sido elegidos, por su importancia en el diseño y que son fundamentales que sean evaluados individualmente, para aquello tomaremos en cuenta los siguientes parámetros cualitativos:

Inocuidad: La inocuidad hace referencia a que los materiales que se encuentra en contacto directo con los canales deben asegurar la higiene del productor durante el traslado.

Peso: El furgón debe diseñarse tomando en cuenta que su función principal es transportar y que generara ingresos por cada canal transportado, debiendo garantizar por una parte la resistencia estructural requerida pero con el peso mínimo, para poder transportar más carga y así también asegurar una mayor rendimiento de combustible por kilómetro recorrido sin carga.

Rendimiento: Los resultados obtenidos deben ser realizados con el menor esfuerzo del operador en función de los medios utilizados y materiales.

Confiabilidad: El funcionamiento fiable del furgón deberá garantizar su funcionamiento bajo condiciones normales durante un tiempo de 20 años.

Mantenibilidad: Los componentes estructurales y térmicos deben brindar facilidad para realizar las tareas de mantenimiento desde el diseño y construcción como en el desmontaje para mantenimiento sin la necesidad de emplear herramientas especiales, reduciendo al mínimo el tiempo de parada del equipo y evitando en la medida de lo posible la contratación de personal especializado.

Costo: Todos los componentes estructurales y térmicos de esta máquina deben estar diseñados para una vida útil aceptable de unos 20 años, garantizando un fácil mantenimiento, no deberá ocasionar otro gasto que el costo por renovación de pintura y mantenimiento al sistema de refrigeración (cambio de refrigerante).

Para seleccionar la mejor opción y brindar solución al problema planteado, se emplea el método de análisis de ventajas y desventajas expuestas a través de una comparación conceptual que evalúa cada una de las opciones de manera independiente, dónde se tendrá el siguiente criterio para su calificación, mismo que se detalla a continuación en la tabla 2 .

Tabla 2. Correspondencia de calificación

A	10	Óptimo
B	5	Medio
C	1	Bajo

Fuente: Autor

Tabla 3. Matriz de decisión para la selección de la estructura del furgón

Parámetro	Alternativa No. 1	Alternativa No. 2	Alternativa No. 3
Inocuidad	B	A	A
Peso	C	B	A
Rendimiento	A	A	B
Confiabilidad	B	A	A
Mantenibilidad	A	A	B
Costos	A	B	C
Total	41	50	41

Fuente: Autor

Analizando los datos obtenidos en la tabla 3 procedo a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 50/60 puntos, que corresponde a la segunda alternativa. Se debe tomar en cuenta que dentro de nuestro medio se elige un sistema que se pueda construir en mejor de los casos sin necesidad de importar los materiales, realizar procesos muy elaborados o contratar a personal especializado para la construcción el furgón.

3.3.2 Selección alternativa aislante, sistema de refrigeración. Para la selección del aislante seguimos el mismo procedimiento descrito anteriormente.

Alternativa 1: Espuma de poliuretano 0,023 W/(m.K)

Alternativa 2: Poliestireno expandido EPS 0,034 a 0,045 W/(m.K)

Alternativa 3: Paneles aislantes

Tabla 4 Selección del aislante

Parámetro	Alternativa No. 1	Alternativa No. 2	Alternativa No. 3
Inocuidad	C	B	A
Peso	A	A	A
Rendimiento	B	A	A
Confiabilidad	B	B	A
Mantenibilidad	B	B	A
Costos	A	B	C
Total	36	40	51

Fuente: Autor

Analizando los la tabla 4 procedo a la selección de la mejor alternativa, obteniendo la máxima calificación con un total de 51/60 puntos, que corresponde a la tercera alternativa.

CAPITULO IV

4. DISEÑO ESTRUCTURAL

En esta capítulo sobre el diseño estructural se ve implícito la parte funcional de la cámara refrigerada, ya que la estructura en si brindara soporte al sistema de suspensión de la carne a ser transportada y al furgón, además limitara el espacio de carga, siendo este un factor preponderante para el diseño térmico del furgón. Para el diseño estructural de la cámara seguiremos el siguiente proceso:

- Generalidades
- Dimensionamiento
- Estimación de cargas
- Análisis de esfuerzos y diseño
- Resultados y rediseño
- Detalles del diseño

4.1 Generalidades

Previo a la realización de este diseño se realizado un análisis de alternativas evidenciando las fallas recurrente que presentan las cámaras instaladas en las unidades de transporte de la cooperativa "EL CAMAL", en la cual se ha considerado que el furgón, se encuentre conformado por acero estructural A36 como material base para la estructural, debido a su facilidad de adquisición, su alta resistencia por unidad de peso y gran facilidad para ser trabajado.

Como materiales para el recubrimiento interno y la elaboración de ganchos se ha optado por acero inoxidable AISI 304 debido a su resistencia a la corrosión, su facilidad de soldabilidad y trabajo en frío, pero debe ser elaborado un diseño adecuado evitando los traslapes y rendijas por las cuales se pueda filtrar el agua hacia el aislante térmico de la cámara propiciando así una zona de cultivo de bacterias.

Para el recubrimiento externo y perfilaría de acabados se lo realizara empleando láminas de acero debido a que no se encontrara expuesto a un ambiente muy agresivo y que brinda una facilidad en la elaboración de perfiles conformados, pero que de la misma forma eviten contacto del agua con los paneles internos.

4.2 Dimensionamiento de la estructura

Este dimensionamiento se lo realizará tomando en consideración las medidas del camión perteneciente a la cooperativa de transporte cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba con mayor capacidad de carga que se encuentra operativo a la fecha, el modelo de dicho vehículo es HYUNDAI HD 65 CHASIS CORTO MODELO 2002 cuya capacidad de carga es de 3,5 toneladas, capacidad máxima de carga para un vehículo de carga liviana y adicional medidas estándar de carrocerías elaboradas por la empresa SEMACAR. También se tomara en consideración la altura promedio del cuarto más largo de los canales a ser transportados para garantizar que el producto no tenga contacto alguno con el piso de la cámara.

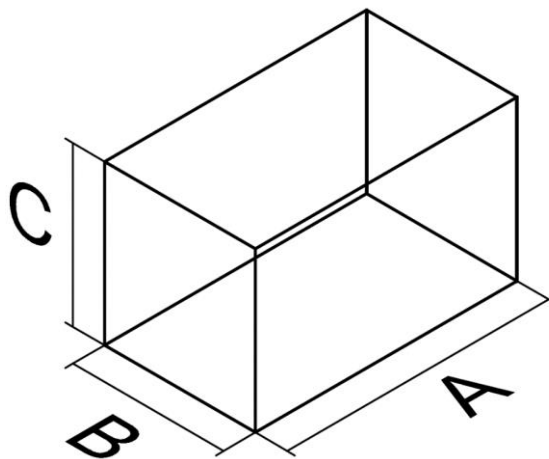
Tabla 5. Dimensiones internas del furgón

Dimensiones internas		[cm]
A	Largo	320
B	Ancho	180
C	Altura	190

Fuente: Autor

En la figura 19 se muestra la forma y dimensiones que tiene el furgón las cuales son necesarias para empezar con cualquier cálculo.

Figura 19. Forma y dimensiones del furgón



Fuente: Autor

Cabe recalcar que estas medidas son las dimensiones exteriores de la caja isotérmica, y una vez realizado todos los cálculos del espesor para el aislante y de los recubrimientos esta medida de la altura disminuirá, pero no deberá ser inferior a 180 cm altura, promedio del cuarto más largo de canal.

4.3 Análisis estructural

El análisis estructural para el diseño de la cámara frigorífica, tiene como fin determinar las fuerzas, reacciones, y desplazamientos que se dan dentro de una estructura y para satisfacer las necesidades para realizar un buen diseño estructural se debe realizar una correcta selección de los componentes o miembros y a la vez conocer el tamaño de los mismos que intervendrán dentro de la cámara.

4.4 Sistema estructural

El sistema estructural que se usara para el diseño de la cámara será un ensamble de miembros estructurales, como: tubos cuadrados, perfiles G, perfiles omega, y perdices C. Estos miembros al ser ensamblados formaran el armazón de la cámara, la cual soportara cargas, que pueden ser ocasionadas por su propio peso y además por el peso de los demás componentes fijos que se denominan cargas muertas, como también estará expuesta a cargas vivas que son las fuerzas de la naturaleza (agua, viento, lluvia, etc.)

4.5 Elementos estructurales

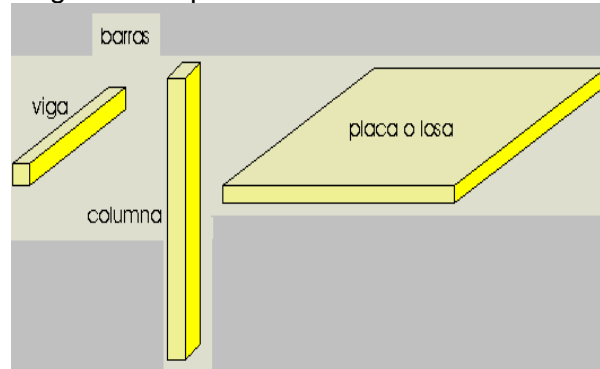
Los sistemas estructurales, están formados por el ensamblaje de elementos individuales. Los elementos individuales los podemos clasificar en tres categorías, considerando su forma geométrica.

Elementos lineales. Son elementos rectos o curvos, donde una dimensión, la longitud, predomina sobre las otras dos. En cada elemento podemos distinguir su eje centroidal y la sección transversal recta. Ejemplos de estos elementos son la viga, la columna, el arco. Ensamblando estos con conexiones articuladas o rígidas, podemos construir cerchas, pórticos y parrillas en dos y tres dimensiones. Al ensamblaje total se le llama estructura reticular o esquelética y es utilizado ampliamente en puentes, edificios, torres.

Elementos bidimensionales. Son elementos curvos o rectos, para los cuales dos dimensiones son más importantes que su espesor. Estos elementos estructurales son continuos como por ejemplo las placas, los domos, cascarones y los tanques.

Elementos tridimensionales. Son aquellos cuyas dimensiones son del mismo orden, como los muros de contención, las presas y los bloques. (NOVILLO, 2012)

Figura 20. Tipos de elementos estructurales



Fuente: Novillo, 2012

4.6 Cargas de diseño en estructuras

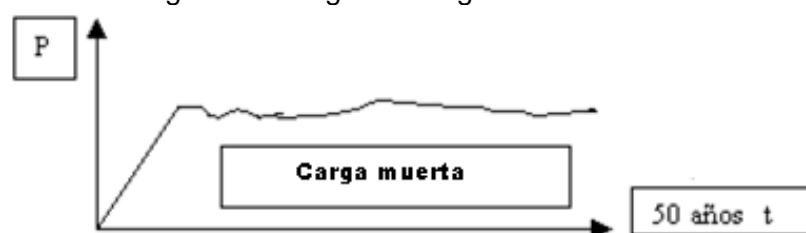
Una de las tareas más importantes del proyectista estructural, es determinar de la manera más precisa posible el valor de las cargas que soportará la estructura durante su vida útil, así como su posición y también determinar las combinaciones más desfavorables que de acuerdo a los reglamentos pueda presentarse. (NOVILLO, 2012)

4.6.1 Tipos de cargas. A continuación detallaremos las cargas viva y muerta.

4.6.1.1 Carga muerta. Son aquellas cuya magnitud y posición, permanecen prácticamente constantes durante la vida útil de la estructura. Incluyen todos aquellos elementos de la estructura como vigas, pisos, techos, columnas, cubiertas y los elementos arquitectónicos como ventanas, acabados, divisiones permanentes. También se denominan cargas permanentes. Su símbolo "D", corresponde a la inicial en inglés de dead (muerto)

- Peso propio.
- Instalaciones.
- Empujes de rellenos definitivos.
- Cargas debidas a deformaciones permanentes (montaje).

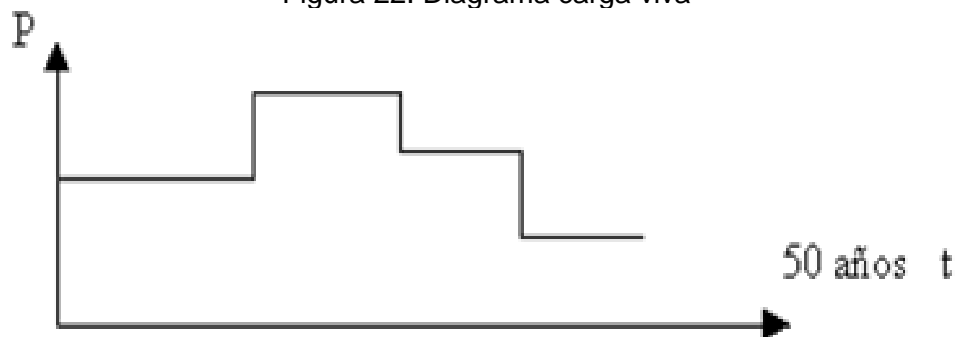
Figura 21. Diagrama carga muerta



Fuente: (NOVILLO, 2012)

4.6.1.2 Carga viva. Las cargas vivas son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento propio de la estructura, es decir que son aquellas debidas al uso u ocupación de la construcción y que la identifican. Incluyen personas, mobiliario, objetos móviles o divisiones que puedan cambiar de sitio, empujes de cargas de almacenes. Generalmente actúan durante períodos cortos de la vida de la estructura. También incluyen el impacto. Su símbolo corresponde a la inicial de live (viva). También se denominan cargas de “ocupación”. Debido a la dificultad de evaluarlas, se especifican por los códigos de construcción, en kN/m^2 en el SI o en kgf/m^2 en el MKS. Usualmente se considera que ocupan toda el área del piso como cargas uniformes, aunque en algunos casos puedan estar concentradas en un área específica. (CUEVAS, 2003)

Figura 22. Diagrama carga viva



Fuente: (NOVILLO, 2012)

4.7 Equilibrio estático

Para el diseño estructural es necesario que la resultante de todas las fuerzas y de todos los momentos sea igual a cero. Si el sistema estructural está en equilibrio cualquier parte de él lo estará. Para que exista dicho estado en un sistema coplanario se deben cumplir simultáneamente tres condiciones, como son la sumatoria de fuerzas en x debe ser igual a cero, sumatoria de fuerzas en y debe ser igual a cero, y la sumatoria de momentos debe ser igual a cero. (LAIBLE, 1992)

4.8 Esfuerzos resultantes

Fuerza Normal (N). Es igual a la suma algebraica de todas las fuerzas y componentes de fuerzas que actúan normalmente a la sección y a un lado de esta.

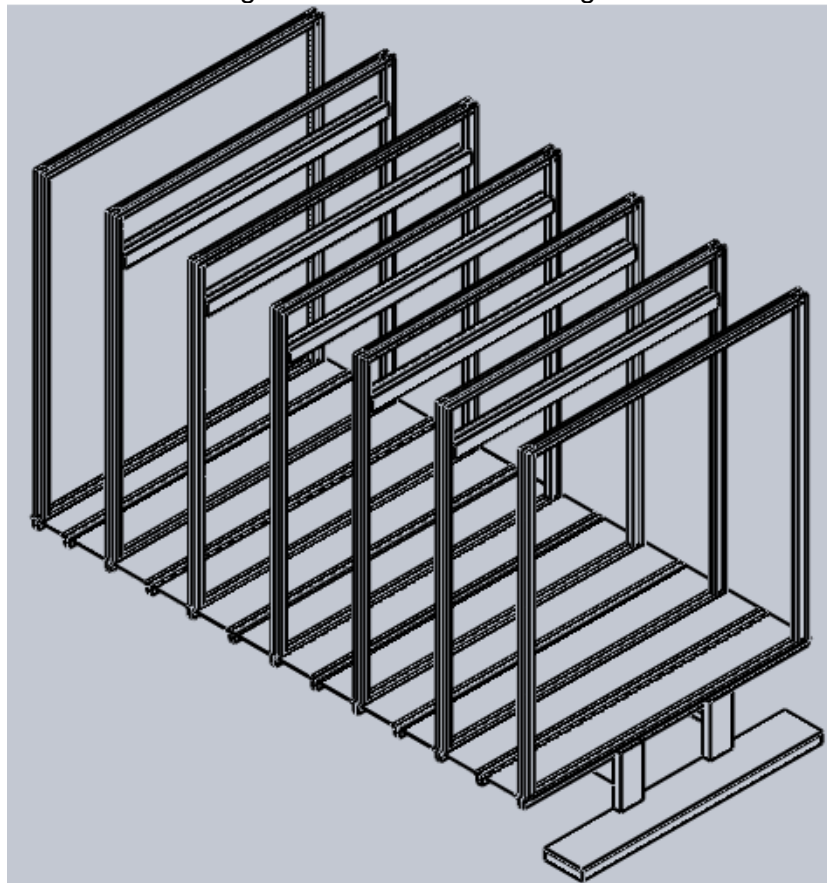
Fuerza Cortante (V). O fuerza tangencial en una sección dada es igual a la suma algebraica de todas las fuerzas y componentes de fuerzas que actúan paralelamente a la sección y sobre un lado de ésta.

Momento de flexión (M). Es igual a la suma algebraica de todos los pares de fuerzas y de todos los momentos estáticos de las fuerzas que actúan sobre un lado de la sección, con respecto a su centroide.

4.8.1 *Determinación e indeterminación estática.* Como se sabe una estructura es estáticamente determinada cuando las reacciones se pueden calcular a partir de las ecuaciones de equilibrio como lo es en este caso, es una viga doblemente empotrada en la parte donde soportara la carne y una viga simplemente apoyada en la parte donde la viga soportara la cámara frigorífica. (BOWLES, 1993)

4.8.2 *Carrocerías de furgones.* La forma o la estructuración de la carrocería de los furgones cambia o cambiara constantemente con el pasar del tiempo, en este caso el piso está elaborado por una plancha de acero ASTM 36 con un espesor de 3 mm, el cual es soportado sobre el chasis por dos perfiles en U para poder soportar la carga de la cámara frigorífica, la cámara está formada por barras de perfiles de acero estructural unidas mediante soldadura, y así se forma la carrocería del furgón como podemos observar en la figura 23.

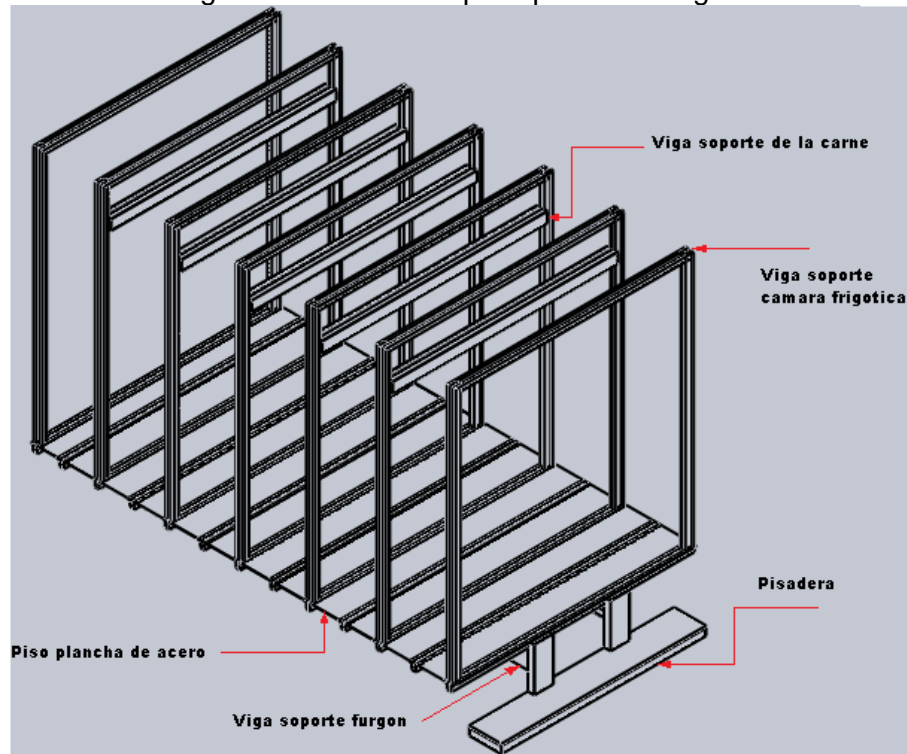
Figura 23. Estructura del furgon



Fuente: Autor

4.8.3 Estructura de esfuerzo en la cámara. Los esfuerzos que se encuentran en la cámara serán en las vigas de soporte de carne, soporte de la cámara, pisadera, soporte furgón y sobre todo el piso del furgón. Tomando en cuenta esto se muestra que en las vigas anteriormente descritas son los principales elementos de la resistencia de la estructura de la cámara puesto que estará expuesta a deformaciones y es lo que se debe tomar muy en cuenta para empezar con el diseño.

Figura 24. Elementos principales del furgon



Fuente: Autor

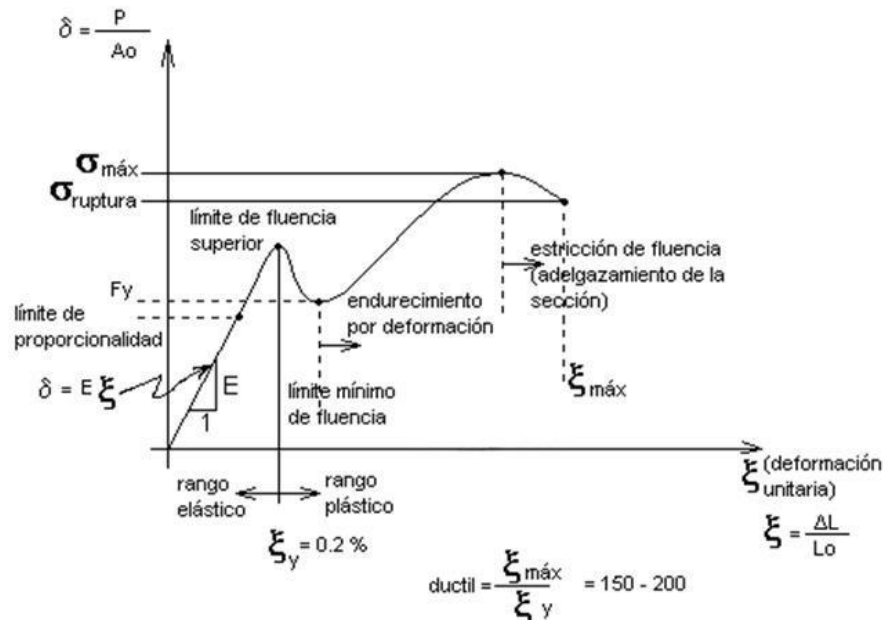
4.9 Cálculo admisible a flexión.

Para el diseño estructural es necesario verificar todos los elementos a flexión, debido a que este será el esfuerzo más influyente sobre los elementos, en especial sobre la viga de carga para la carne en suspensión, motivo por el cual se debe verificar la carga admisible a flexión.

4.9.1 Diagrama esfuerzo-deformación del acero estructural. Si una pieza de acero estructural dulce se somete a una prueba de tensión, ésta comenzará a alargarse. Si se incrementa la fuerza a razón constante, la magnitud del alargamiento aumentará constantemente dentro de ciertos límites; es decir, el alargamiento se duplicará cuando el esfuerzo pase de 6 a 12 kpsi.

Este es un paso fundamental para el diseño de la cámara, debido a que todo el elemento estructural que componen la cámara se encuentran sometidos a diversos esfuerzos generados por las fuerzas estáticas y dinámicas, por la carga y el traslado, a las que se verá sometida la unidad durante la distribución.

Figura 25. Diagrama esfuerzo-deformación del acero estructural



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos72/diagrama-esfuerzo-deformacion/diagrama-esfuerzo-deformacion2.shtml>

Antes de empezar con el diseño admisible a flexión debemos tomar en cuenta varios factores a los que estará sometido como son: sujeción a la que está la viga, simetría de la sección para nuestro caso la viga es de sección compacta.

Como este material estará sometido a cargas puntuales tendrá diferentes modos de falla los cuales mencionaremos a continuación:

- Plastificación de la sección.
- Volcamiento o pandeo lateral.
- Pandeo local. (García, 2005)

4.10 Cálculo de cargas y esfuerzos

Para nuestro diseño, tomaremos en cuenta las cargas máximas y esfuerzos a los que se encontraran sometidos el vehículo durante su normal funcionamiento, analizaremos de forma individual cada uno de los siguientes aspectos:

- Elementos de suspensión
- Estructura del furgón
- Chasis y ejes del vehículo
- Estabilidad del vehículo

Los elementos de suspensión estarán sujetos al peso directo de los canales a ser transportados sin tocar el piso, se realizara el diseño de los ganchos con el peso medio de los canales transportados durante 2 meses por la unidad de transporte disco 604 placas PYU-0191 perteneciente a la cooperativa.

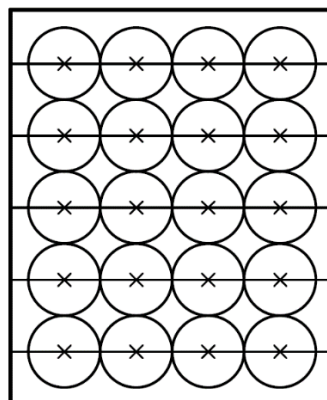
Tabla 6. Peso que soportaran los ganchos

Peso media de canal de res	
[lb]	[kg]
350	≈160

Fuente: Autor

Cabe recalcar que este es el peso medio del canal comercializado dentro de la ciudad de Riobamba, gran parte de la producción del camal municipal es enviada hacia la ciudad de Guayaquil, en cuyo caso el peso mínimo de envío es de 400 lb/canal. Los círculos representan el peso por cada canal de res distribuido en las vigas del furgón para ser transportados, debido a la forma que tendrá la caja isotérmica, para un primer análisis se ubicara 5 vigas separadas equidistantemente dentro de la cámara y cada una soportara la misma carga repartida uniformemente.

Figura 26. Distribución de 4 reses en cada viga



Fuente: Autor

Estas cargas se transmitirán hacia las vigas, de allí hacia el piso y finalmente hacia el chasis del vehículo. Posteriormente se analizará la estabilidad del vehículo a plena carga, para determinar el ángulo y velocidad máxima con los que podrá circular.

Debido a esto se debe analizar las reacciones que producirán el peso de las canales sobre todos los elementos estructurales y analizaremos los esfuerzos generados para la sección adecuada de los perfiles que conformaran la estructura. Cabe recalcar que este es un primer cálculo, de este procederemos a realizar una afinación de los resultados, para terminar con el análisis y comprobación de la estabilidad del vehículo, cargas que soportaran los ejes y momentos máximos de corte en flexión a los que se encontrara sometido el chasis.

4.11 Análisis de esfuerzos y diseño

Se analizara todos los esfuerzos que se ejercen sobre la estructura para nuestro diseño.

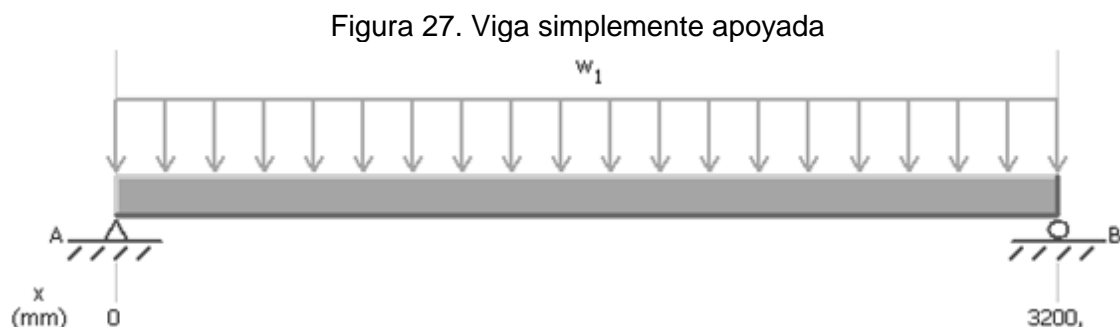
4.11.1 *Análisis de la viga soporte de la cámara frigorífica.* Para este análisis se debe tomar en cuenta que la viga que soportara la cámara frigorífica son dos perfiles que a continuación se procederá a calcular las reacciones y el esfuerzo máximo que soportara dicha viga, se representa como una viga simplemente apoyada que estará soportada sobre el chasis corto modelo 2002 cuya capacidad de carga es de 3,5 toneladas.

Datos:

$$m = 3,5 \text{ Toneladas}$$

$$W = 10,71 \text{ Nm}$$

$$L = 3\,200 \text{ mm}$$



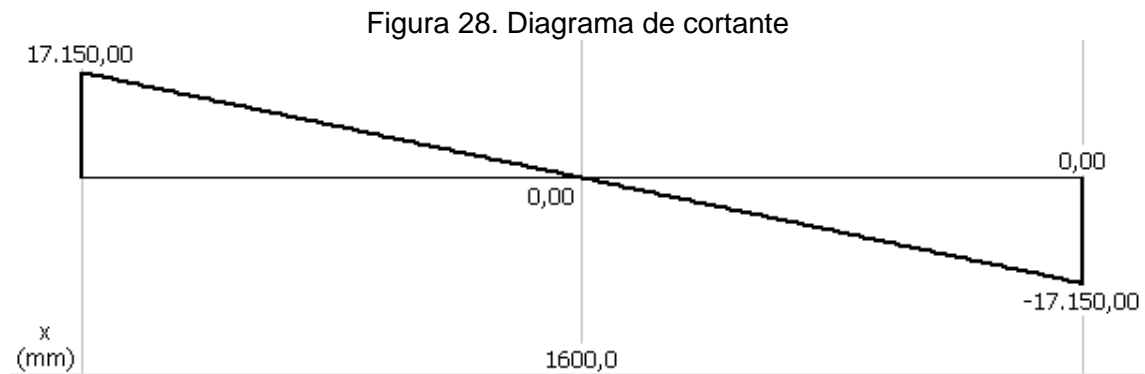
Fuente: Autor

$$R_A = R_B = \frac{W * L}{2} \quad (4)$$

$$R_A = R_B = \frac{10,718 * 3\,200}{2}$$

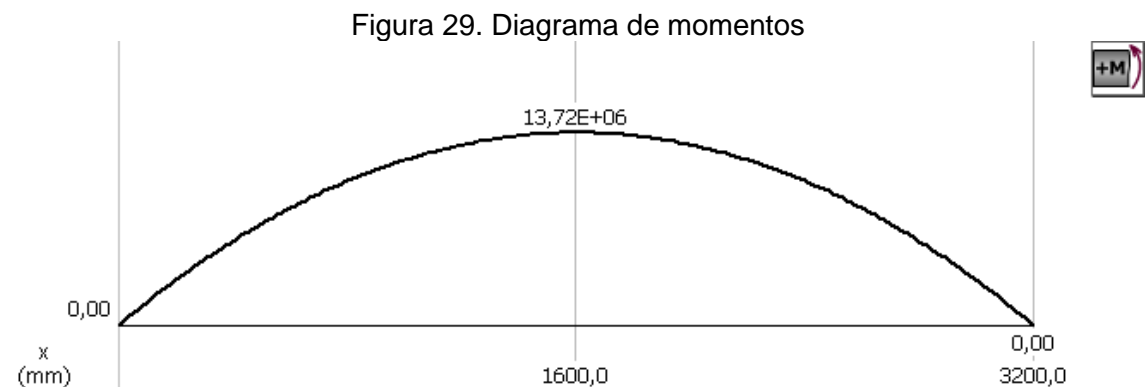
$$R_A = R_B = 17\,150 \text{ N}$$

Una vez calculado el valor de las reacciones que se presentan en la viga simplemente apoyada se procede a construir el diagrama de esfuerzos cortantes gracias a la ayuda del programa MD Solids, para determinar el valor más crítico de corte al que se encuentra sometido la viga para la carga en suspensión, debido a que este es un elemento crítico dentro del diseño del furgón.



Fuente: Autor

Una vez que hemos obtenido el diagrama de esfuerzos cortantes se procede a calcular los momentos originados en la viga simplemente apoyada, tomado como positivo en dirección a las manecillas el reloj y con la ayuda del programa MD Solids.



Fuente: Autor

Se puede observar que el momento máximo es: $M_{max} = 13,72 \times 10^6 \text{ N.mm}$

Para seleccionar el perfil que necesitaremos para para soportar sobre el chasis la cámara frigorífica, nos basamos en la condición general de resistencia según la norma AISC 360:05

$$S = \frac{\Omega * M_{max}}{F_y} \quad (5)$$

Donde:

S = módulo de sección elástico [N/mm]

Ω = factor de seguridad (1,67)

F_y = límite de fluencia del acero escogido [N]

$$S = \frac{1,4 \times 13\,720\, Nm}{250 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 7,683 \times 10^{-5} m^3$$

$$S = 76,83 cm^3$$

Una vez calculado el límite de fluencia S seleccionamos el tipo de perfil del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC que a continuación se muestra, pero debemos tomar en cuenta que se utilizara una sección compuesta por dos perfiles para soportar la carga entonces la sección que se necesitara para soportar la cámara será la mitad es decir $S = 38,41 cm^3$

Figura 30. Catálogo DIPAC para perfiles C

DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26

Fuente: Catálogo DIPAC

El perfil que se ha seleccionado es: U 150 x 50 x 4 mm de DIPAC empresa que fabrica perfiles utilizando como material el acero ASTM A36 en la siguiente tabla se mostrara las propiedades físicas del material.

Tabla 7. Características del material seleccionado

Material	Resistencia a la fluencia	Resistencia a la tracción
Acero ASTM A36	$S_y = 36\, kpsi$	$S_{ut} = 58\, kpsi$
	$S_y = 250\, M\, (N/m^2)$	$S_{ut} = 400\, M\, (N/m^2)$

Fuente: Autor

Una vez calculado el límite de fluencia S seleccionamos el tipo de perfil del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC que a continuación debemos tomar en cuenta que tipo de perfil soportara la carga, entonces la sección que se necesitara para soportar la cámara, sobre la que se apoyara todo el conjunto, será un perfil C del cual obtenemos las siguientes propiedades que son:




Tabla 8. Propiedades del perfil U

Propiedades del perfil	Valores de las propiedades
Peso	72,986 N/m
Área	9,47 cm ²
Inercia	$I_x = 297,00 \text{ cm}^4$
	$I_y = 5,60 \text{ cm}^4$
Módulo de resistencia	$S_x = 39,60 \text{ cm}^3$
	$S_y = 1,47 \text{ cm}^3$
Radio de giro	$r_x = 5,60 \text{ cm}$
	$r_y = 1,17 \text{ cm}$

Fuente: Catalogo DIPAC

Como ya se ha seleccionado el perfil procedemos a la categorización de la sección tenemos para saber si el perfil escogido es: compacta, no compacta o esbelta por lo que a continuación procedemos a calcular. (Anexo B)

Tabla 9. Razones ancho-espesor límite para elementos a compresión

Caso	Descripción del Elemento	Razón Ancho-Espesor	Razones Ancho - Espesor Límites		Ejemplos
			λ_p (compacto)	λ_r (no compacto)	
1.	Flexión en alas de perfiles laminados I y canales	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
2.	Flexión en alas de perfiles soldados I de simetría doble y simple	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$0.95\sqrt{k_c E/F_t}$ (a),(b)	
3.	Compresión uniforme en alas de perfiles laminados I, placas en proyección de perfiles laminados I; patas sobresalientes de pares de ángulos en contacto continuo y alas de canales	b/t	NA	$0.56\sqrt{E/F_y}$	

Fuente: Catalogo especificaciones AISC

Antes de empezar con la re categorización del perfil se toma en cuenta los datos necesarios tanto del ala como del según la tabla de especificaciones DIPAC.

Tabla 10. Especificaciones del perfil C

Partes del perfil	Especificaciones	
Ala	$b = \text{base (50)}$	$t = \text{espesor (4)}$
Alma	$h = \text{alma (150)}$	$tw = \text{espesor (4)}$

Fuente: Autor

A continuación verificamos el ala, para determinar si la sección es compacta o no.

Compacta

$$\frac{b}{t} \leq 0,38 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (6)$$

Dónde:

$E =$ módulo de elasticidad $[\text{N/mm}^2]$

$F_y =$ límite de fluencia $[\text{N/mm}^2]$

$b =$ longitud del ala $[\text{mm}]$

$t =$ espesor $[\text{mm}]$

$$\frac{50 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} \leq 0,38 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$12,5 \not\leq 10,74$ no cumple con la igualdad

No compacta

$$\frac{b}{t} \leq 1 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (7)$$

$$\frac{50 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} \leq 1 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$12,5 \leq 28,283$ si cumple con la igualdad

Después de realizar el cálculo se ha demostrado que el ala de nuestro perfil es no compacto, del mismo modo procedemos para el alma:

Compacta

$$\frac{h}{t_w} \leq 3,76 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (8)$$

Dónde:

E = módulo de elasticidad [N/mm²]

F_y = límite de fluencia [N/mm²]

h = longitud del alma [mm]

t_w = espesor [mm]

$$\frac{150 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} \leq 3,76 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{N}{\text{mm}^2}}{250 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

$$37,5 \leq 106,349 \quad \text{si cumple con la igualdad}$$

No compacta

$$\frac{h}{t_w} \leq 5,70 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (9)$$





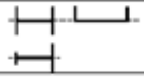





$$\frac{150 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} \leq 5,70 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{N}{\text{mm}^2}}{250 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

$$37,5 \leq 161,22 \quad \text{si cumple con la igualdad}$$

Después de realizar el cálculo se ha demostrado que el alma de nuestro perfil es compacta, a continuación se verificara si la sección aplicada satisface los requerimientos para la viga seleccionada.

Para verificar si el perfil escogido es el correcto y cumple con todos los requerimientos para los cuales ha sido seleccionado y diseñado, como siguiente paso para nuestro caso necesitamos emplear el uso de la tabla de selección para la aplicación de las secciones del capítulo F, la cual se detalla en tabla 11. (Anexo B)

Tabla 11. Tabla de selección para la aplicación de secciones

Tabla Nota F 1.1 Tabla de Selección para la Aplicación de las Secciones del Capítulo F				
Sección en Capítulo F	Sección	Esbeltez Ala	Esbeltez Alma	Estados Límite
F2		C	C	Y, LTB
F3		NC, S	C	LTB, FLB
F4		C, NC, S	C, NC	Y, LTB, FLB, TFY
F5		C, NC, S	S	Y, LTB, FLB, TFY
F6		C, NC, S	N/A	Y, FLB
F7		C, NC, S	C, NC	Y, FLB, WLB
F8		N/A	N/A	Y, LB
F9		C, NC, S	N/A	Y, LTB, FLB
F10		N/A	N/A	Y, LTB, LLB
F11		N/A	N/A	Y, LTB
F12	Pe	N/A	N/A	Todos

Fuente: Catalogo especificaciones AISC

Una vez ya escogido el perfil estructural U 150 x 50 x 4 mm, se recalcula incorporando su peso propio y el momento máximo corregido que será:

$$M_{\text{corregido}} = M_{\text{max}} + \frac{w \cdot l^2}{8} \quad (10)$$

$$M_{\text{corregido}} = 13\,720 \text{ N.m} + \frac{72,986 \frac{\text{N}}{\text{m}} * (3,2\text{m})^2}{8}$$

$$M_{\text{corregido}} = 13\,813 \text{ N.m}$$

$$S_{\text{corregido}} = \frac{\Omega * M_{\text{max}}}{F_y} \quad (11)$$

$$S_{\text{corregido}} = \frac{1,4 * (13\,813,4 \text{ N.m})}{250 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S_{\text{corregido}} = 7,735 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 77,35 \text{ cm}^3$$

Como se utilizara dos perfiles en U entonces el S real será la mitad entonces es:
 $S_{Corregido} = 38,675 \text{ cm}^3$

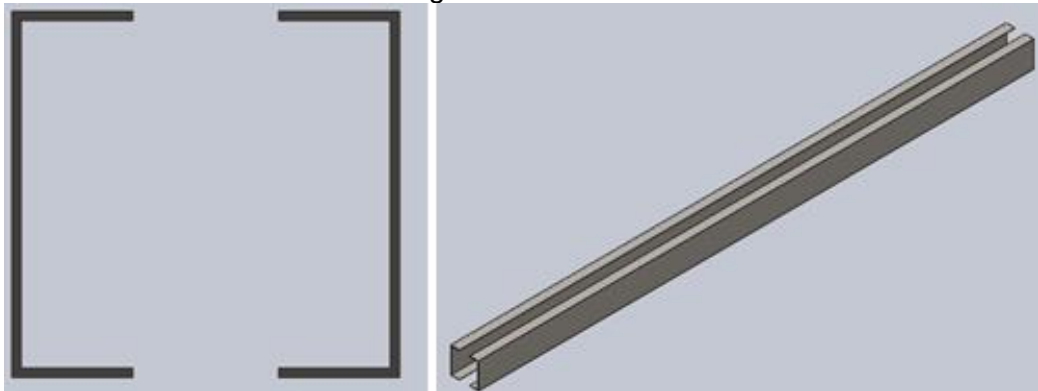
Una vez que hemos calculado el $S_{Corregido}$ comparamos con $S_{disponible}$, en donde tiene que cumplirse que:

$$S_{Corregido} < S_{disponible} \quad (12)$$

$$38,675 < 39,60 \text{ cm}^3$$

De esta manera se concluye y se comprueba que la correa seleccionada es la correcta, en vista que el módulo de resistencia calculado es inferior al módulo de resistencia del perfil seleccionado en el catálogo (U 150 x 50 x 4 mm). (Anexo E)

Figura 31. Perfil C



Fuente: Autor

Para determinar las propiedades físicas del nuevo perfil que se necesita para cumplir con los requerimientos de diseño de la cámara frigorífica, se dibuja en SAP 2000 a si se determina los siguientes datos.

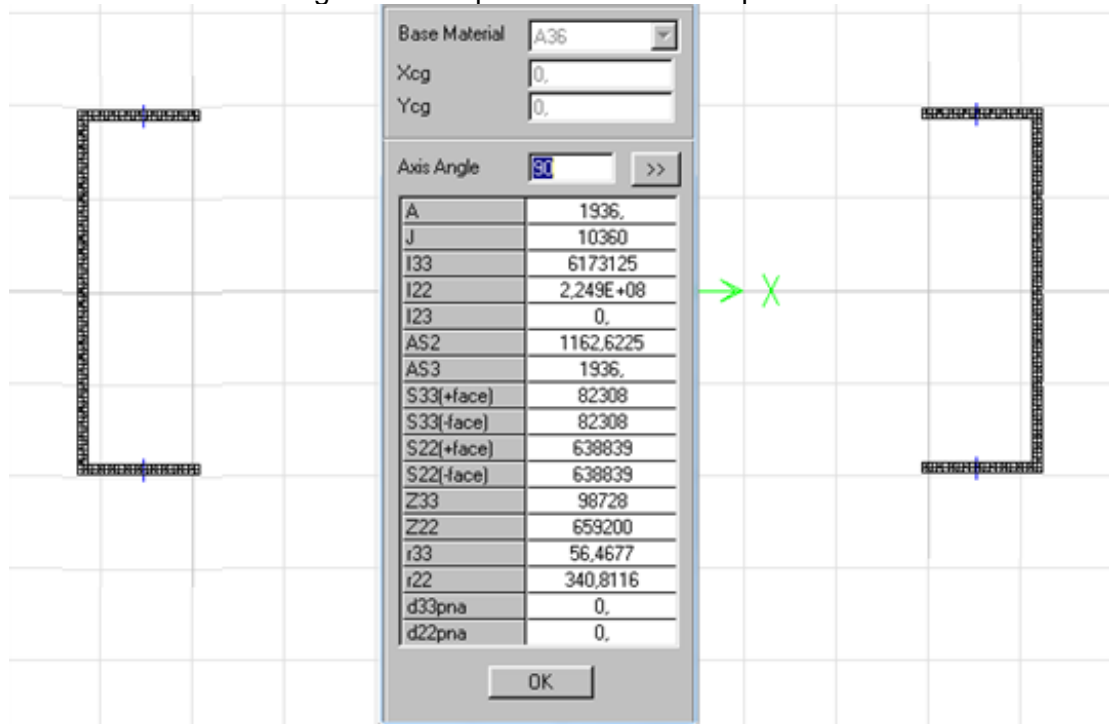
Figura 32. Perfil C dibujado en SAP 2000



Fuente: Autor

Luego de a ver dibujado en SAP 2000 se puede obtener las siguientes propiedades que nos facilita el programa que son:

Figura 33. Propiedades físicas del perfil C



Fuente: Autor

Como se puede observar en la figura 33 gracias al programa SAP 2000 se pudo obtener las propiedades del perfil que nos interesa, para poder calcular las deformaciones a las que estará expuesta la viga.

Tabla 12. Propiedades del perfil doble C en SAP 2000

Propiedades	Valor	Propiedades	Valor
A	1 936 [mm^2]	S_x	82 308 [mm^3]
J	10 360 [mm^4]	S_y	832 016 [mm^3]
I_x	6 173 125 [mm^4]	Z_x	98 728 [mm^3]
I_y	$2,249 \times 10^8$ [mm^4]	Z_y	659 800 [mm^3]
A_{c2}	1 162,62 [mm^2]	r_x	56,46 [mm]
A_{c3}	1 936 [mm^2]	r_y	340,74 [mm]

Fuente: Autor

Estos elementos al ser elementos críticos por el peso del furgón y todo el conjunto estarán sometidos a una deformación, la cual se analizara la deformación que sufrirá la viga y así poder distribuir adecuadamente los pesos de las reses suspendidas sobre el perfil, y así disminuir la carga a la que estará sometida dicha viga.

4.11.1.1 Cálculo de la carga admisible a flexión de la viga base. De acuerdo a la calificación del perfil realizada anteriormente para el cálculo de la carga admisible a flexión se debe aplicar la sección F3 del Código AISC 360 – 05 que se aplica para los miembros de sección H de doble simetría con almas compactas y alas no compactas o esbeltas fletadas en torno a su eje mayor.

Se comenzara calculando utilizando el método LRFD

$$\phi = 0,9 \rightarrow LRFD \quad (13)$$

Calculo del límite de fluencia

$$M_n = M_p = F_y \cdot Z_x \quad (14)$$

F_y = Tension de fluencia especificada del tipo de acero utilizado, en [N.mm²]

Z_x = Modulo de seccion Plastico en torno al eje x, en [mm³]

$$M_n = M_p = 250 \frac{N}{mm^2} * 98\,728 \text{ mm}^3$$

$$M_n = M_p = 24\,682\,000 \text{ N.mm}$$

$$M_n = M_p = 24\,682 \text{ N.m}$$

Pandeo lateral torsional

Antes de proceder aplicar cada uno de los casos para pandeo lateral torsional se procede a determinar los siguientes valores:

L_b = longitud entre puntos que están arriostrados contra desplazamientos.

$$L_b = 3\,200 \text{ mm}$$

El radio de giro se toma de los valores determinados en SAP 2000 en las propiedades del perfil.

$$r_y = 340,74 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud límite L_p :

$$L_p = 1,76 * r_y * \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (15)$$

$$L_p = 1,76 * 340,74 \text{ m} * \sqrt{\frac{200\,000 \frac{N}{mm^2}}{250 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$L_p = 16\,962,14 \text{ mm}$$

El módulo de resistencia se toma de los valores determinados en las propiedades.

$$S_x = 82\,308 \text{ mm}^3$$

La resistencia nominal de flexión M_n , debe ser menor al valor obtenido de acuerdo con los estados límite de fluencia (momento plástico), por lo que para saber si nuestro perfil doble U resiste las cargas que se le aplicaran procedemos a calcular mediante el capítulo F de diseño de miembros en flexión de Specification for Structural Steel Buildings AISC 360-05.

Cálculo de r_{ts} :

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{\sqrt{I_y \cdot C_w}}{S_x}} \quad (16)$$

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{\sqrt{2,249 \times 10^8 \text{ mm}^4 * 3,289 \times 10^{10} \text{ mm}^4}}{82\,308 \text{ mm}^3}}$$

$$r_{ts} = 181,778 \text{ mm}$$

Distancia entre los centroides de las alas h_0 :

$$h_0 = d - t_f \quad (17)$$

$$h_0 = 150 \text{ mm} - 4 \text{ mm}$$

$$h_0 = 146 \text{ mm}$$

Constante de deformación C_w :

$$C_w = \frac{I_x \cdot h_0^2}{4} \quad (18)$$

$$C_w = \frac{6\,173\,125 \text{ mm}^4 \cdot (146 \text{ mm})^2}{4}$$

$$C_w = 3,289 \cdot 10^{10} \text{ mm}^6$$

Determinación de c para perfil "U":

$$c = \frac{h_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{I_y}{C_w}} \quad (19)$$

$$c = \frac{146 \text{ mm}}{2} \cdot \sqrt{\frac{2.249 \times 10^8 \text{ mm}^4}{3.289 \times 10^{10} \text{ mm}^6}}$$

$$c = 6,03$$

Con los valores antes determinados se procede al cálculo de la longitud límite L_r para luego de esto proceder a comprobar con el valor L_b que tenemos y proceder con el cálculo de la resistencia a flexión del perfil.

$$L_r = 1,95 \cdot r_{ts} \cdot \frac{E}{F_y} \sqrt{\frac{J \cdot c}{S_x \cdot h_0} + \sqrt{\left(\frac{J \cdot c}{S_x \cdot h_0}\right)^2 + 6,76 \cdot \left(\frac{0,7 \cdot F_y}{E}\right)^2}} \quad (20)$$

$$L_r = 1,95 \cdot 181,8 \cdot \frac{200000}{0,7 \cdot 250} \sqrt{\frac{10\,360 \cdot 6,03}{82\,308 \cdot 146} + \sqrt{\left(\frac{10\,360 \cdot 6,03}{82\,308 \cdot 146}\right)^2 + 6,76 \cdot \left(\frac{0,7 \cdot 250}{200000}\right)^2}}$$

$$L_r = 42\,130,946 \text{ mm}$$

$$L_b < L_r \quad (21)$$

$$3\,200\text{ cm} < 42\,130,946\text{ mm} \rightarrow \text{cumple la condicion}$$

Como la condición se cumple entonces seguimos con los cálculos.

Pandeo local ala en compresión

$$M_n = \left[M_p - (M_p - 0,7 * F_y * S_x) \left(\frac{\lambda - \lambda_{pf}}{\lambda_{rf} - \lambda_{pf}} \right) \right] \quad (22)$$

$$M_n = M_p = 24682\text{ N.m}$$

$$M_p = 24682\text{ N.m}$$

$$\lambda = \frac{b_f}{2t_f} = 6,25 \quad (23)$$

$$\lambda_{pf} = 10,74$$

$$\lambda_{rf} = 28,283$$

λ_{pf} = es la esbeltez límite para ala compacta

λ_{rf} = es la esbeltes límite para ala no compacta

$$M_n = \left[24\,682\text{ N.m} - \left(24\,682\text{ N.m} - 0,7 * 250 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 8,2 \times 10^{-5} \text{m}^3 \right) \left(\frac{6,25 - 10,74}{28,28 - 10,74} \right) \right]$$

$$M_n = 30\,975,906\text{ N.m}$$

Una vez encontrado el valor de M_n comparar dicho valor con el momento calculado al seleccionar cuando se seleccionó el perfil U, que para nuestro caso lo denominaremos M' .

$$M_a = \phi * M_n \quad (24)$$

$$M_a = 0,9 * 30\,975,906$$

$$M_a = 27\,878,31\text{ N.m}$$

$$M' = 13\,813,4\text{ N.m}$$

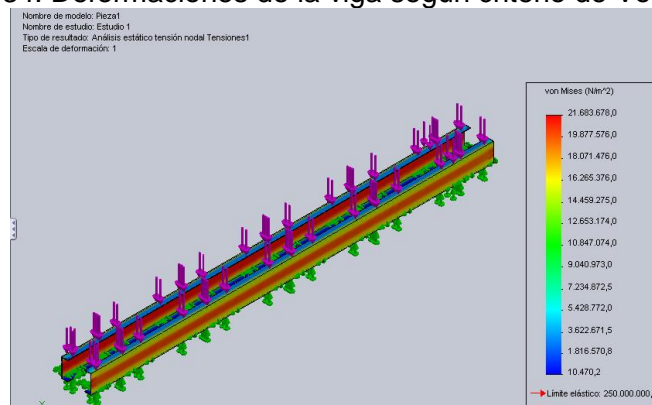
$$M' < M_a \quad (25)$$

$$13\,813,4 \text{ N m} < 27\,878,31 \text{ N m}$$

Después de comprobar que el momento máximo que resistirán los perfiles C es de $27\,878,31 \text{ N.m}$ y que el valor máximo del momento que soportara el perfil cuando este a plena carga es de $13\,813,4 \text{ N.m}$, entonces tendera a pandearse cuando supere el valor de M_a .

Según el criterio de diseño de Von Mises para el diseño estático a una escala de deformación de 1:1 podemos observar la deformación a la que estará expuesta la viga y podemos observar que está lejos de pandearse.

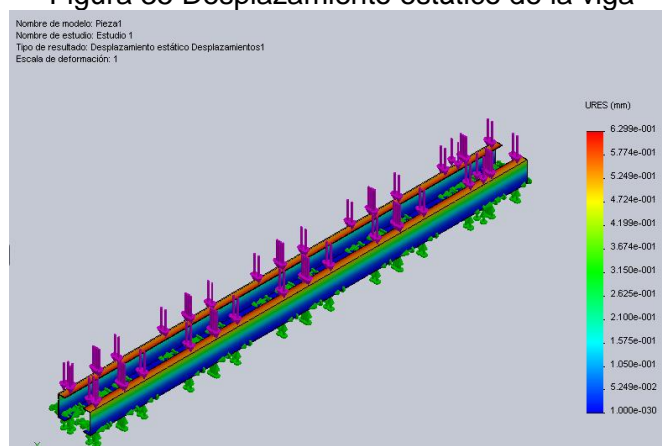
Figura 34. Deformaciones de la viga según criterio de Von Mises



Fuente: Autor

La viga también estará expuesta a los desplazamiento que a continuación lo podemos observar en la simulación representada en la figura 35.

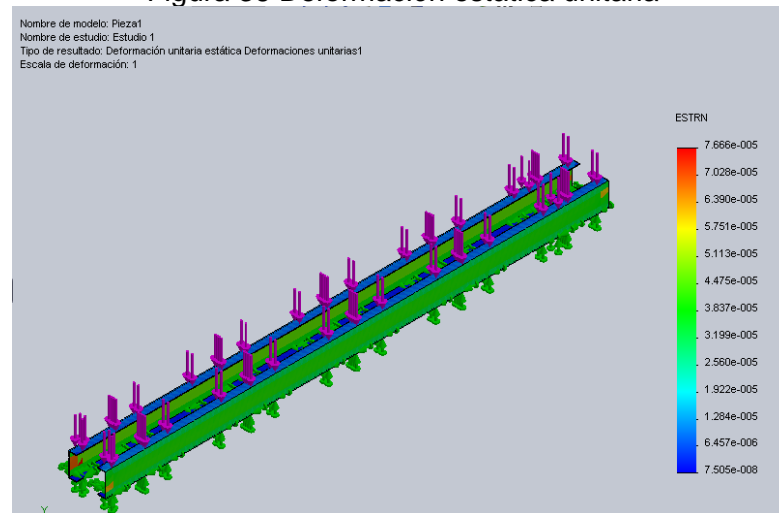
Figura 35 Desplazamiento estático de la viga



Fuente: Autor

La viga también estará expuesta deformación estática unitaria y la podemos observar en la imagen 36.

Figura 36 Deformación estática unitaria



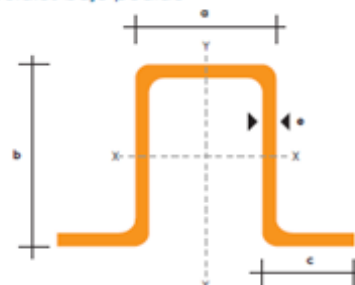
Fuente: Autor

4.11.2 Estructura de la cámara frigorífica. Para la estructura que estará formada la cámara frigorífica se ha seleccionado perfiles estructurales OMEGA los cuales estarán ubicado sobre los perfiles U que están sobre el chasis, Las características de los perfiles Omega DIPAC se observa en la tabla13, el perfil es Omega 35 x 50 x 20 x 3 mm.

Tabla 13. Perfiles estructurales Omega

DIMENSIONES				PESO		AREA
mm				Kg/m	Kg/6m	cm2
a	b	c	e			
35	50	20	2	2.50	15.00	3.21
35	50	20	3	3.75	22.80	4.53

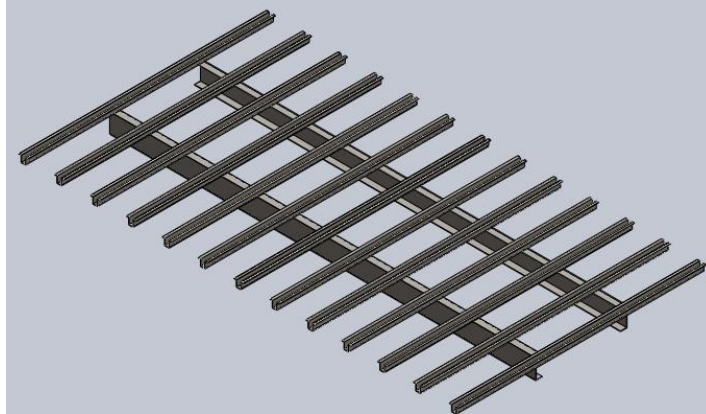
Medidas especiales bajo pedido



Fuente: Catalogo DIPAC

Estos perfiles estarán ubicado sobre los perfiles U que se explicó anteriormente, los perfiles omegas que utilizaremos son 13 a una distancia de separación de centro a centro de 275 mm, para cubrir la distancia el largo de la cámara que es de 3 300 mm, el largo de los perfiles estructurales omega es de 1 900 mm.

Figura 37.Base de la estructura de la cámara frigorífica



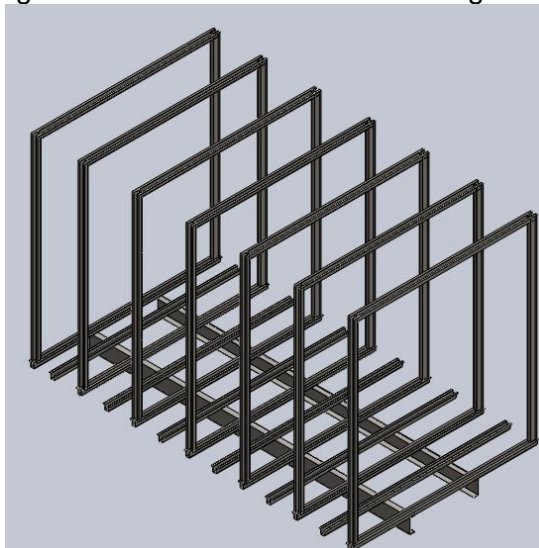
Fuente: Autor

Para seguir con el diseño de la estructura de la cámara debemos tomar en cuenta que debemos considerar que la estructura estará expuesta a cargas de viento, peso propio del furgón, carga viva, carga muerta y otros factores naturales que influyen en el diseño, para evitar problemas con dichos factores utilizaremos el perfil OMEGA como columnas para tener firmeza y evitar que con el peso propio de los perfiles se deforme.

Se utilizara 7 perfiles estructurales Omega, en los extremos de la cámara, es decir se utilizara 14 perfiles, las columnas estarán soldadas a una distancia de 20 mm del extremo sobre la base la distancia de separación de centro a centro de cada perfil será, de 481 mm, a una altura de 1 950 mm.

Para el techo de la estructura también se utilizara perfiles estructurales omega, las cuales se las ubicara soldadas sobre las columnas antes mencionadas.

Figura 38.Estructura de la cámara frigorífica



Fuente: Autor

4.11.3 Análisis de la viga soporte de la carne. Para empezar con el análisis de esfuerzos debemos tomar en cuenta que tenemos una viga doblemente empotrada, las dimensiones a tomar en cuenta se las encuentra en la tabla 5 y el peso promedio que soportara las vigas.

Datos:

$$F_1 = 160 \text{ kgf} = 1570 \text{ N}$$

$$F_2 = 160 \text{ kgf} = 1570 \text{ N}$$

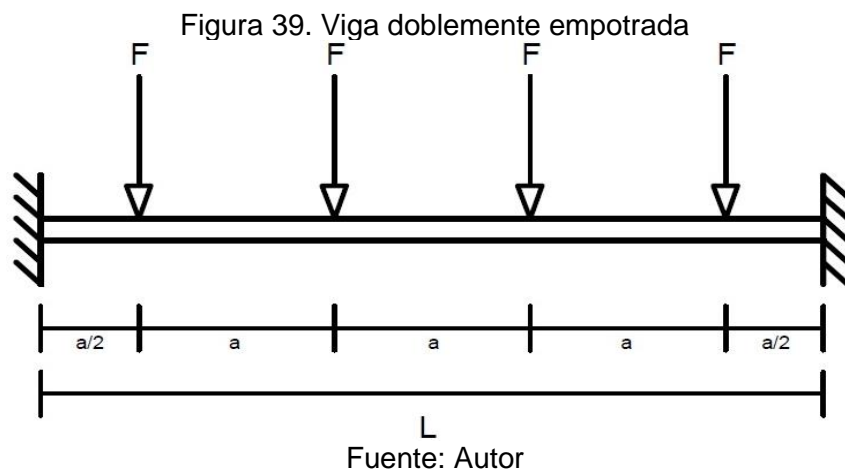
$$F_3 = 160 \text{ kgf} = 1570 \text{ N}$$

$$F_4 = 160 \text{ kgf} = 1570 \text{ N}$$

$$L = 180 \text{ cm}$$

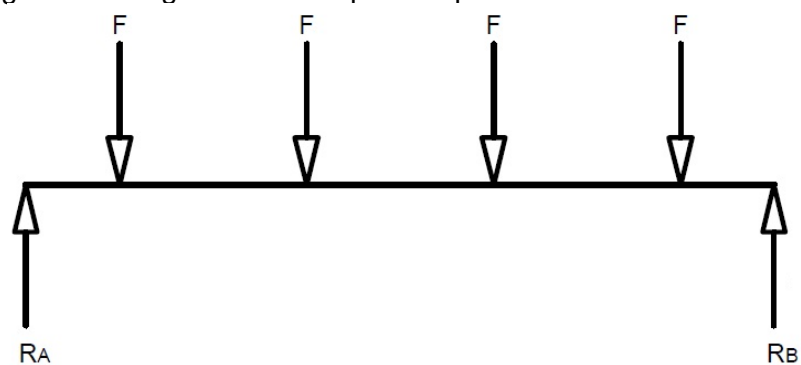
$$a = 45 \text{ cm}$$

$$\frac{a}{2} = 22,5 \text{ cm}$$



Según la figura anterior calculamos los valores de las reacciones y momentos generados en los empotramientos y para ello necesitamos el diagrama de cuerpo libre.

Figura 40. Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de reacciones



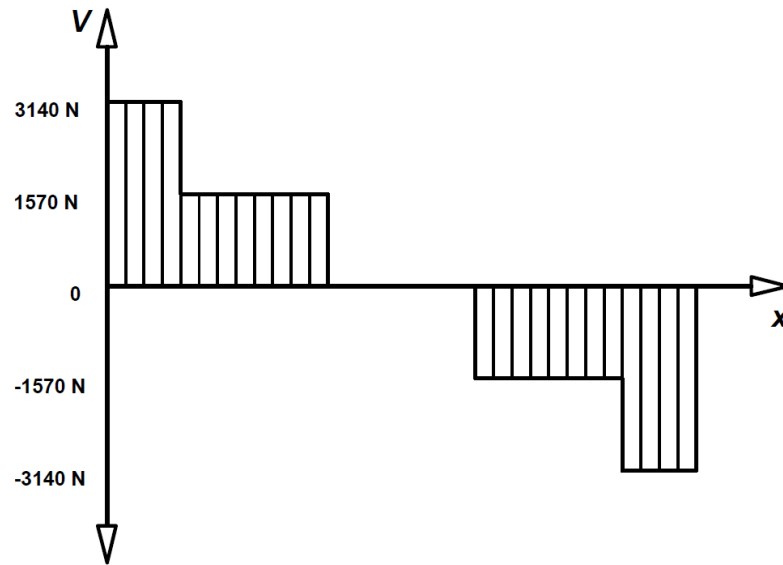
$$R_A = R_B = 2F \quad (26)$$

$$R_A = R_B = 2 * 1\,570\,N$$

$$R_A = R_B = 3\,140\,N$$

Luego de calcular las reacciones que se presentan en los empotramientos realizamos el diagrama de esfuerzos cortantes.

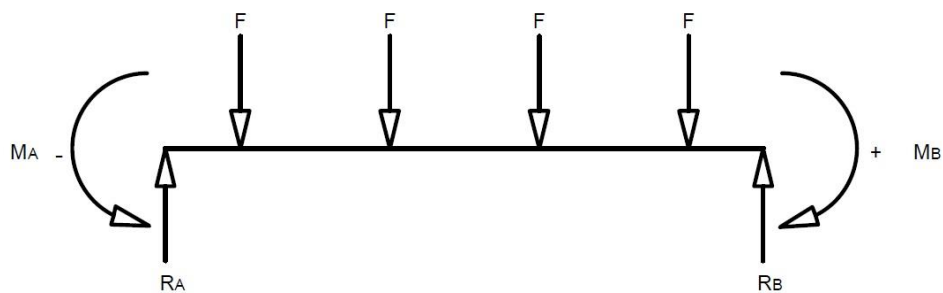
Figura 41. Diagrama de esfuerzos cortantes



Fuente: Autor

Una vez que hemos obtenido el diagrama de esfuerzos cortantes se procede a calcular los momentos originados en la viga doblemente empotrada, tomado como positivo en dirección a las manecillas el reloj.

Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la viga doblemente empotrada



Fuente: Autor

$$M_A = M_B = \frac{Fl(2n^2+1)}{24n} \quad (27)$$

$$M_A = M_B = \frac{Fl(2n^2 + 1)}{24n}$$

$$M_A = M_B = \frac{1\,570\,N * 1,8\,m * (2 * 4^2 + 1)}{24 * 4}$$

$$M_A = M_B = 971,43\,N.m$$

$$\Sigma M_1 = 0 \quad (28)$$

$$-M_A + R_A x + M_1 = 0$$

$$M_1 = M_A - R_A x$$

$$M_1 = 971,43\,N.m - 3\,140\,N * x$$

$$0 \leq x \leq 0,225$$

$$M_1 = 971,43\,N.m \leftrightarrow x = 0$$

$$M_1 = 264,87\,N.m \leftrightarrow x = 0,225\,m$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$-M_A + R_A x - F(x - 0,225\,m) + M_2 = 0$$

$$M_2 = M_A - R_A x + F(x - 0,225\,m)$$

$$M_2 = 971,43\,N.m - 3\,140\,N * x + 1\,570\,N (x - 0,225m)$$

$$0,225\,m \leq x \leq 0,675\,m$$

$$M_2 = 264,87\,N.m \leftrightarrow x = 0,225\,m$$

$$M_2 = -441,45\,N.m \leftrightarrow x = 0,675\,m$$

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$-M_A + R_A x - F(x - 0,225 \text{ m}) - F(x - 0,675 \text{ m}) + M_3 = 0$$

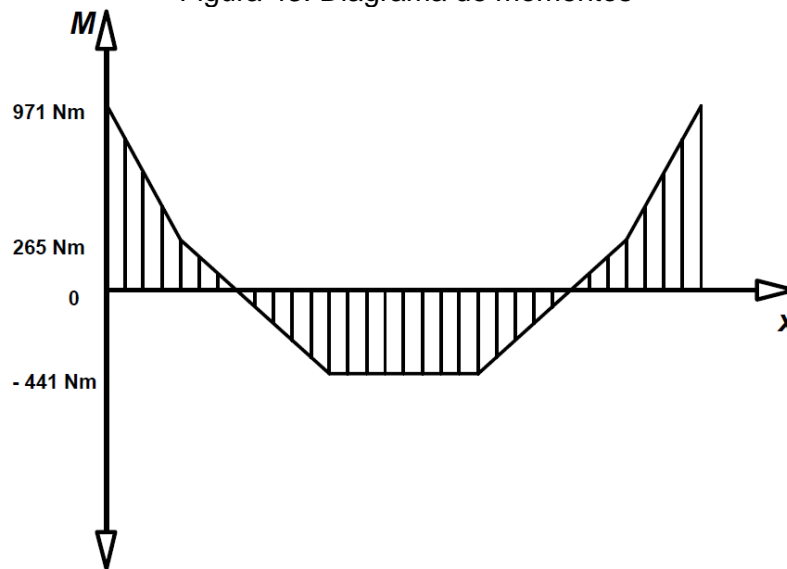
$$M_3 = M_A - R_A x + F(x - 0,225 \text{ m}) + F(x - 0,675 \text{ m})$$

$$M_3 = 971,43 \text{ N.m} - 3\,140 \text{ N} * x + 1\,570 \text{ N}(x - 0,225 \text{ m}) + 1\,570 \text{ N}(x - 0,675 \text{ m})$$

$$M_3 = -441,45 \text{ N.m}$$

Luego de realizar los cálculos de los momentos procedemos a realizar el diagrama de momentos.

Figura 43. Diagrama de momentos



Fuente: Autor

Para seleccionar el perfil que necesitaremos para para soportar las cargas de las reses para ser transportadas, nos basamos en la condición general de resistencia según la norma AISC 360:05

$$S = \frac{\Omega * M_{max}}{F_y} \quad (29)$$

Donde :

S = módulo de sección elástico

Ω = factor de seguridad (1,67)

F_y = límite de fluencia del acero escogido

$$S = \frac{1,67 * 971,43 \text{ N.m}}{250 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S = 6,489 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S = 6,489 \text{ cm}^3$$

Una vez calculado el límite de fluencia S seleccionamos el tipo de perfil del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC que a continuación se muestra:

Tabla 14. Perfiles estructurales correas G

DIMENSIONES				PESOS		SECCION	EJE X-X			PROPIEDADES		
A	B	C	e	6metros	1metro		I	W	I	I	W	I
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	cm2	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46

Fuente: Catálogo de acero DIPAC

El perfil que se ha seleccionado es un perfil G 80 x 40 x 15 x 2 mm de la empresa DIPAC que fabrica perfiles utilizando como material el acero A36, una vez seleccionado el perfil, se procede a realizar la verificación respectiva, tomando en consideración que este elemento será el más crítico de nuestra estructura debido a su longitud y a que la carga está situado directamente sobre este, tendremos que utilizar 2 de estos, para fabricar un perfil compuesto doble G.

Del catálogo detallado en la tabla 14 podemos obtener las propiedades del perfil G que podemos observar con más detalle en tabla 15.

Tabla 15. Propiedades del perfil G



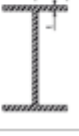
Propiedades del perfil	Valores de las propiedades
Peso	27,24 N/m
Área	3,54 cm ²
Inercia	$I_x = 35,30 \text{ cm}^4$
	$I_y = 3,164 \text{ cm}^4$
Módulo de resistencia	$S_x = 8,81 \text{ cm}^3$
	$S_y = 3,18 \text{ cm}^3$
Radio de giro	$r_x = 3,16 \text{ cm}$
	$r_y = 1,51 \text{ cm}$

Fuente: Catálogo DIPAC

Como ya hemos seleccionado el perfil procedemos a la categorización de la sección tenemos para saber si el perfil escogido es: compacta, no compacta o esbelta por lo que a continuación procedemos a calcular

Tabla 16. Razones ancho-espesor límite para elementos a compresión

**Razones Ancho-Espesor
Límite para Elementos en Compresión**

Caso	Descripción del Elemento	Razón Ancho-Espesor	Razones Ancho - Espesor Límites		Ejemplos
			λ_p (compacto)	λ_r (no compacto)	
1.	Flexión en alas de perfiles laminados I y canales	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
2.	Flexión en alas de perfiles soldados I de simetría doble y simple	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$0.95\sqrt{k_c E/F_t}^{(a),(b)}$	
3.	Compresión uniforme en alas de perfiles laminados I, placas en proyección de perfiles laminados I; patas sobresalientes de pares de ángulos en contacto continuo y alas de canales	b/t	NA	$0.56\sqrt{E/F_y}$	

Fuente: Catalogo especificaciones AISC

Antes de empezar con la re categorización del perfil tomamos en cuenta los datos necesarios tanto del ala como del alma del perfil según la tabla de especificaciones DIPAC.

Tabla 17. Especificaciones del perfil G

Partes del perfil	Especificaciones	
Ala	b = base (40)	t = espesor (2)
Alma	h = alma (80)	tw = espesor (2)

Fuente: Autor

Para el ala para saber si es compacta o no procedemos a realizar el cálculo:

Compacta

$$\frac{b}{t} \leq 0,38 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (30)$$

Dónde:

E = módulo de elasticidad [N/mm²]

F_y = límite de fluencia [N/mm²]

b = longitud del ala [mm]

t = espeso [mm]

$$\frac{40 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \leq 0,38 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$20 \nless 10,74$ no cumple con la igualdad

No compacta

$$\frac{b}{t} \leq 1 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (31)$$

$$\frac{40 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \leq 1 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$20 \leq 28,283$ si cumple con la igualdad

Después de realizar el cálculo se ha demostrado que el ala de nuestro perfil es no compacta.

Del mismo modo procedemos para el alma para saber si es compacta o no procedemos a realizar el cálculo:

Compacta

$$\frac{h}{tw} \leq 3,76 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (32)$$

Dónde:

E = módulo de elasticidad [N/mm²]

$F_y =$ límite de fluencia [N/mm²]

$h =$ longitud del alma [mm]

$t_w =$ espesor, en [mm]

$$\frac{80 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \leq 3,76 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$40 \leq 106,349$ si cumple con la igualdad

No compacta

$$\frac{h}{t_w} \leq 5,70 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (33)$$






$$\frac{80}{2} \leq 5,70 \sqrt{\frac{200\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$40 \leq 161,22$ si cumple con la igualdad

Realizado el cálculo, se ha demostrado que el alma de nuestro perfil es compacta.

Para verificar si el perfil escogido es el correcto y cumple con los requerimientos que para nuestro caso necesitamos y utilizamos la tabla de selección para la aplicación de las secciones del capítulo F de diseño de miembros en flexión de Specification for Structural Steel Buildings AISC 360-05.

Tabla 18. Tabla de selección para la aplicación de secciones

F7		C, NC, S	C, NC	Y, FLB, WLB
F8		N/A	N/A	Y, LB
F9		C, NC, S	N/A	Y, LTB, FLB
F10		N/A	N/A	Y, LTB, LLB
F11		N/A	N/A	Y, LTB
F12	Pe	N/A	N/A	Todos

Fuente: Catalogo especificaciones AISC

Una vez ya escogido el perfil estructural G 60x 30x10x2 mm, se recalcula incorporando su peso propio y el momento máximo corregido que será:

$$M_{corregido} = M_{max} + \frac{w \cdot l^2}{8} \quad (34)$$

$$M_{corregido} = 971,43 \text{ N.m} + \frac{27,24 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot (1,8\text{m})^2}{8}$$

$$M_{corregido} = 982,462 \text{ N.m}$$

$$S_{corregido} = \frac{\Omega \cdot M_{max}}{F_y}$$

$$S_{corregido} = \frac{1,67 \cdot (982,46 \text{ N.m})}{250 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S_{corregido} = 6,562 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 6,562 \text{ cm}^3$$

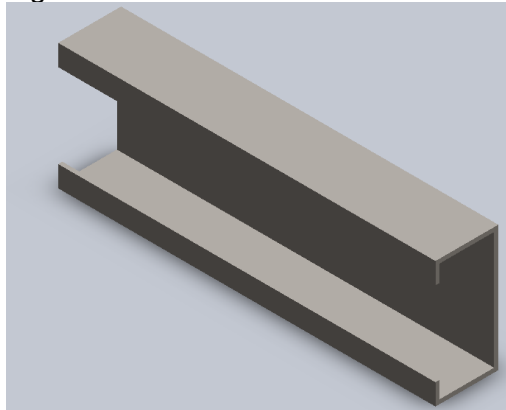
Una vez que hemos calculado el $S_{corregido}$ lo comparamos con $S_{disponible}$ él tiene que cumplir que:

$$S_{corregido} < S_{disponible} \quad (35)$$

$$6,562 < 8,51$$

De esta manera se concluye y se comprueba que la correa seleccionada es la correcta, en vista que el módulo de resistencia calculado es inferior al módulo de resistencia del perfil seleccionado en el catálogo (G 80 x 40 x 15 x 2 mm). (Anexo A)

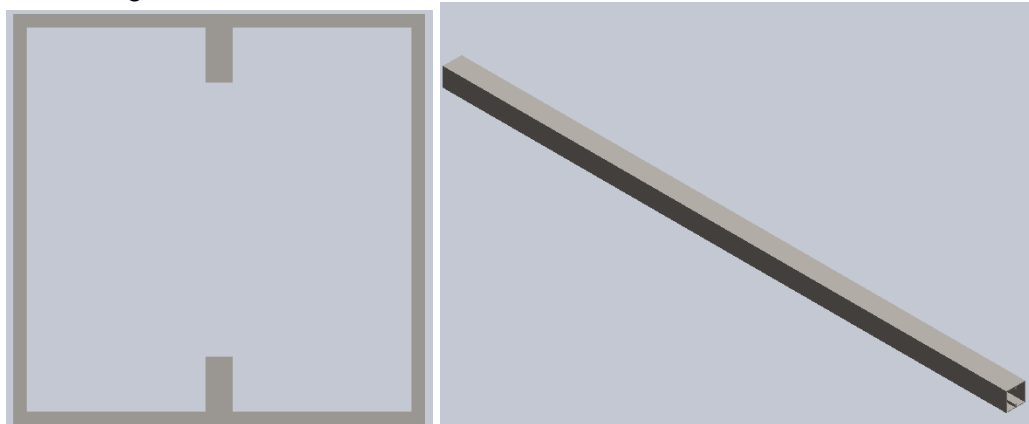
Figura 44. Perfil G 80 x 40 x 15 x 2 mm



Fuente: Autor

Por estar sometido a cargas puntuales con pesos considerables utilizaremos dos perfiles en G soldados, los cuales estarán unidos como se muestra en la siguiente figura 45, que fueron modelados en SolidWorks para tener la idea clara de cómo serán ubicados dentro de la cámara frigorífica y en el programa SAP 2000 se ha determinado las propiedades del perfil ya en conjunto.

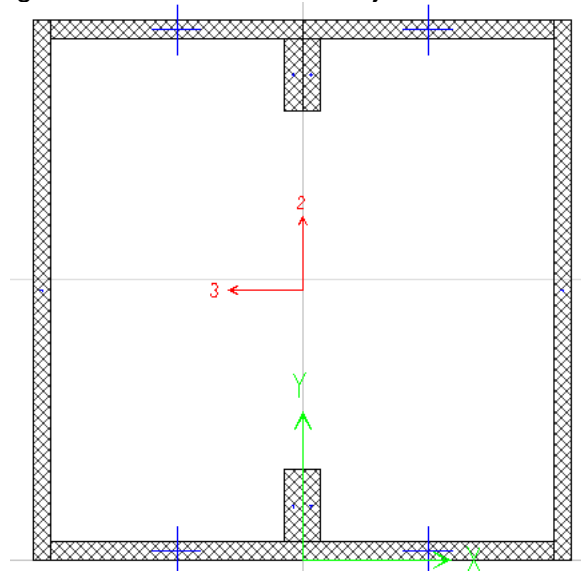
Figura 45. Perfiles de acero ASTM A36 modelado en Solidworks



Fuente: Autor

Para determinar las propiedades físicas del nuevo perfil que se necesita para cumplir con los requerimientos de diseño de la cámara frigorífica, se dibuja en SAP 2000 a si se determina los datos.

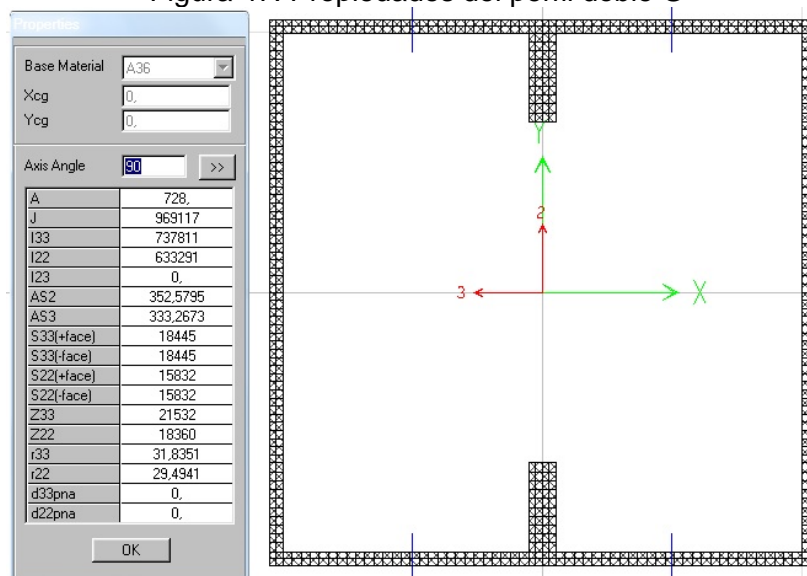
Figura 46. Perfil G doble dibujado en SAP 2000



Fuente: Autor

Empleamos los datos obtenidos de la sección que proyectamos en el programa SAP2000:

Figura 47. Propiedades del perfil doble G



Fuente: Autor

Como se puede observar en la figura 47 gracias al programa SAP2000 se pudo obtener las propiedades del perfil que son de interés, así en la tabla 19 tenemos en detalle los datos obtenidos anteriormente.

Tabla 19. Propiedades del perfil doble G en SAP 2000

Propiedades	Valor	Propiedades	Valor
A	728 [mm^2]	S_x	18 445 [mm^3]
J	969 117 [mm^4]	S_y	15 832 [mm^3]
I_x	737 811 [mm^4]	Z_x	21 532 [mm^3]
I_y	633 291 [mm^4]	Z_y	18 360 [mm^3]
A_{c2}	352,579 [mm^2]	r_x	31,835 [mm]
A_{c3}	333,267 [mm^2]	r_y	29,494 [mm]

Fuente: Autor

Por ser un elemento sumamente importante y estar sometido a esfuerzos generados por el peso de la res se analizara el diseño de fatiga y así poder distribuir adecuadamente los pesos a los que estará sometido nuestro perfil, y así disminuir la carga a la que estará sometida dicha viga.

4.11.3.1 Cálculo de la carga admisible a flexión de la viga soporte de la cámara frigorífica. De acuerdo a la calificación del perfil realizada anteriormente para el cálculo de la carga admisible a flexión se debe aplicar la sección F3 del Código AISC 360 – 05 que se aplica para los miembros de sección H de doble simetría con almas compactas y alas no compactas o esbeltas fletadas en torno a su eje mayor.

Se comenzara calculando por el método LRFD

$$\phi = 0,9 \rightarrow LRFD \quad (36)$$

Calculo del límite de fluencia

$$M_n = M_p = F_y \cdot Z_x \quad (37)$$

F_y = tension de fluencia especificada del tipo de acero utilizado [N/mm²]

Z_x = módulo de seccion plastico en torno al eje x [mm²]

$$M_n = M_p = 250 \frac{N}{mm^2} * 21\,532 \, mm^3$$

$$M_n = M_p = 5\,383\,000 \, N \cdot mm$$

$$M_n = M_p = 5\,383 \, N \cdot m$$

Pandeo lateral torsional

Antes de proceder aplicar cada uno de los casos para pandeo lateral torsional se procede a determinar los siguientes valores:

L_b = Longitud entre puntos que están arriostrados contra desplazamientos, en cm.

$$L_b = 18\,000 \, mm$$

El radio de giro se toma de los valores determinados en SAP 2000 en las propiedades del perfil.

$$r_y = 29,494 \, mm$$

Cálculo de la longitud límite L_p :

$$L_p = 1,76 * r_y * \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (38)$$

$$L_p = 1,76 * 29,494 \text{ mm} * \sqrt{\frac{200\,000 \frac{N}{mm^2}}{250 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$L_p = 1\,468,22 \text{ mm}$$

El módulo de resistencia se toma de los valores determinados en las propiedades del perfil:

$$S_x = 18\,445 \text{ mm}^3$$

La resistencia nominal de flexión M_n , debe ser menor al valor obtenido de acuerdo con los estados límite de fluencia (momento plástico), por lo que para saber si nuestro perfil doble G resiste las cargas que se le aplicaran procedemos a calcular mediante el capítulo F de diseño de miembros en flexión de Specification for Structural Steel Buildings AISC 360-05.

Cálculo de r_{ts} :

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{\sqrt{I_y \cdot C_w}}{S_x}} \quad (39)$$

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{\sqrt{633\,291 \text{ mm}^4 * 1\,122\,210,5 \text{ mm}^6}}{18\,445 \text{ mm}^3}}$$

$$r_{ts} = 6,76 \text{ mm}$$

Distancia entre los centroides de las alas h_0 :

$$h_0 = d - t_f \quad (40)$$

$$h_0 = 80 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$$h_0 = 78 \text{ mm}$$

Constante de deformación C_w :

$$C_w = \frac{I_x \cdot h_0^2}{4} \quad (41)$$

$$C_w = \frac{737\,811\,mm^4 * (78\,mm)^2}{4}$$

$$C_w = 1\,122\,210,5\,mm^6$$

Determinación de C para perfil “G”:

$$c = \frac{h_0}{2} \cdot \sqrt{\frac{I_y}{C_w}} \quad (42)$$

$$c = \frac{78\,mm}{2} * \sqrt{\frac{633\,291\,mm^4}{1\,122\,210,5\,mm^6}}$$

$$c = 29,29$$

Con los valores antes determinados se procede al cálculo de la longitud límite L_r para luego de esto proceder a comprobar con el valor L_b que tenemos y proceder con el cálculo de la resistencia a flexión del perfil.

$$L_r = 1,95 \cdot r_{ts} \cdot \frac{E}{F_y} \sqrt{\frac{J \cdot c}{S_x \cdot h_0} + \sqrt{\left(\frac{J \cdot c}{S_x \cdot h_0}\right)^2 + 6,76 \cdot \left(\frac{0,7 \cdot F_y}{E}\right)^2}} \quad (43)$$

$$L_r = 1,95 * 6,76 * \frac{200\,000}{250} \sqrt{\frac{969\,117 * 29,29}{18\,445 * 78} + \sqrt{\left(\frac{969\,117 * 29,29}{18\,445 * 78}\right)^2 + 6,76 * \left(\frac{0,7 * 250}{200\,000}\right)^2}}$$

$$L_r = 672\,281,36\,mm$$

$$L_b < L_r$$

$$1\,800\,cm < 672\,281,36 \rightarrow \text{cumple la condicion}$$

Como la condición se cumple entonces seguimos con los cálculos.

Pandeo local ala en compresión.

$$M_n = \left[M_p - (M_p - 0,7 * F_y * S_x) \left(\frac{\lambda - \lambda_{pf}}{\lambda_{rf} - \lambda_{pf}} \right) \right] \quad (44)$$

$$M_n = M_p = 5\,383\, N.m$$

$$M_p = 5\,383\, N.m$$

$$\lambda = \frac{b_f}{2t_f} = 10 \quad (45)$$

$$\lambda_{pf} = 10,74$$

$$\lambda_{rf} = 28,283$$

λ_{pf} = es la esbeltes límite para ala compacta

λ_{rf} = es la esbeltes limite para ala no compacta

$$M_n = \left[5\,383\, N.m - \left(5\,383\, N.m - 0,7 * 250 \frac{N}{m^2} * 1,844 \times 10^{-5} m^3 \right) \left(\frac{10 - 10,74}{28,283 - 10,74} \right) \right]$$

$$M_n = 5\,609,08\, N.m$$

Una vez encontrado el valor de M_n comparar con el momento calculado al seleccionar cuando se seleccionó el perfil G, que para nuestro caso lo denominaremos M' .

$$M_a = \phi * M_n \quad (46)$$

$$M_a = 0,9 * 5\,609,08\, N.m$$

$$M_a = 5\,048,172\, N.m$$

$$M' = 449,348\, N.m$$

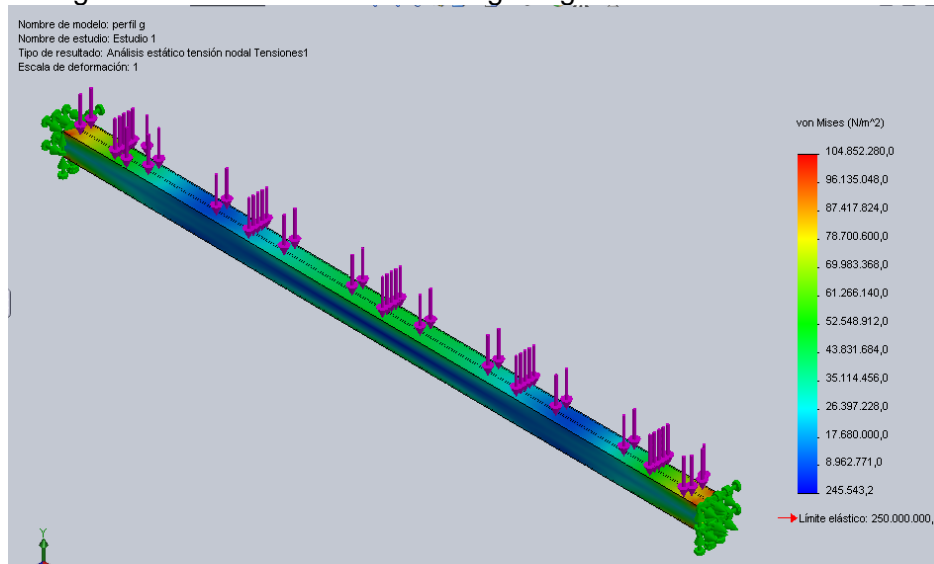
$$M' < M_a$$

$$982,462\, N.m < 5\,048,172\, N.m$$

Después de comprobar que el momento máximo que resistirá el perfil doble G es de $5\,048,172\, N.m$ y que el valor máximo del momento que soportara el perfil cuando este a plena carga es de $982,462\, N.m$, entonces tendra a pandearse cuando supere el valor de M_a .

Para un mejor entendimiento de este proceso de cálculo se ha diseñado en SolidWorks por lo que en la figura 48 podremos observar con más detalle de cómo se deformara nuestro perfil cuando se aplica la carga de los cuatro canales de 160 kg sobre el mismo.

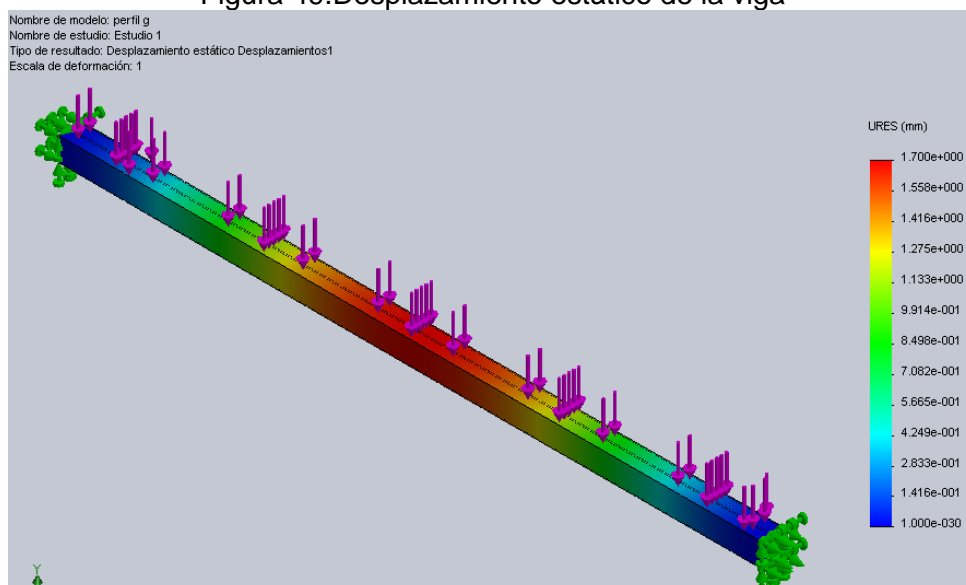
Figura 48. Deformaciones de la viga según criterio de Von Mises



Fuente: Autor

La viga también estará expuesta a los desplazamiento que a continuación lo podemos observar.

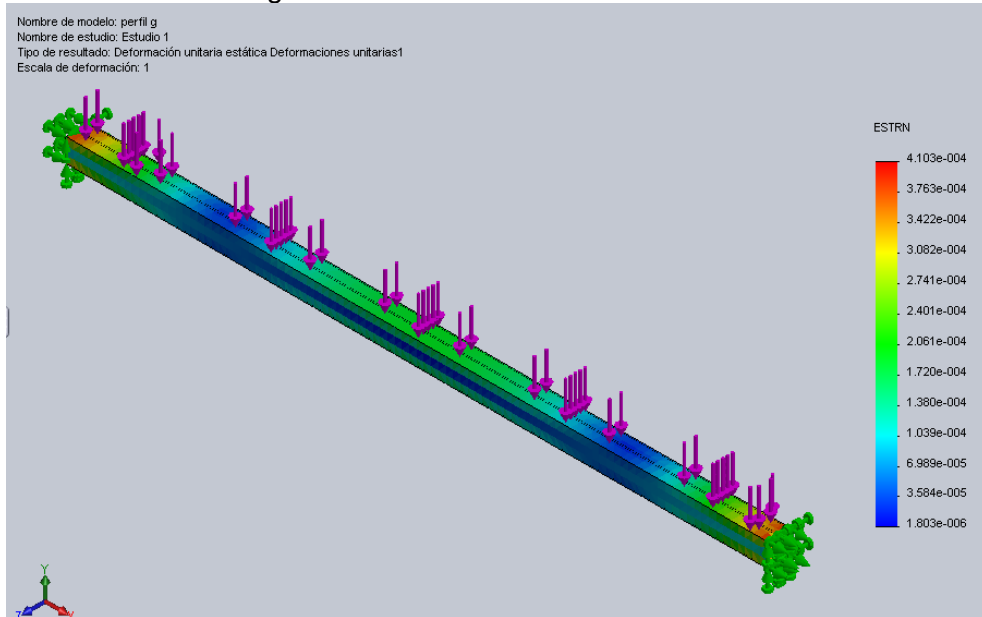
Figura 49. Desplazamiento estático de la viga



Fuente: Autores

La viga también estará expuesta deformación estática unitaria y la podemos observar en la imagen 50.

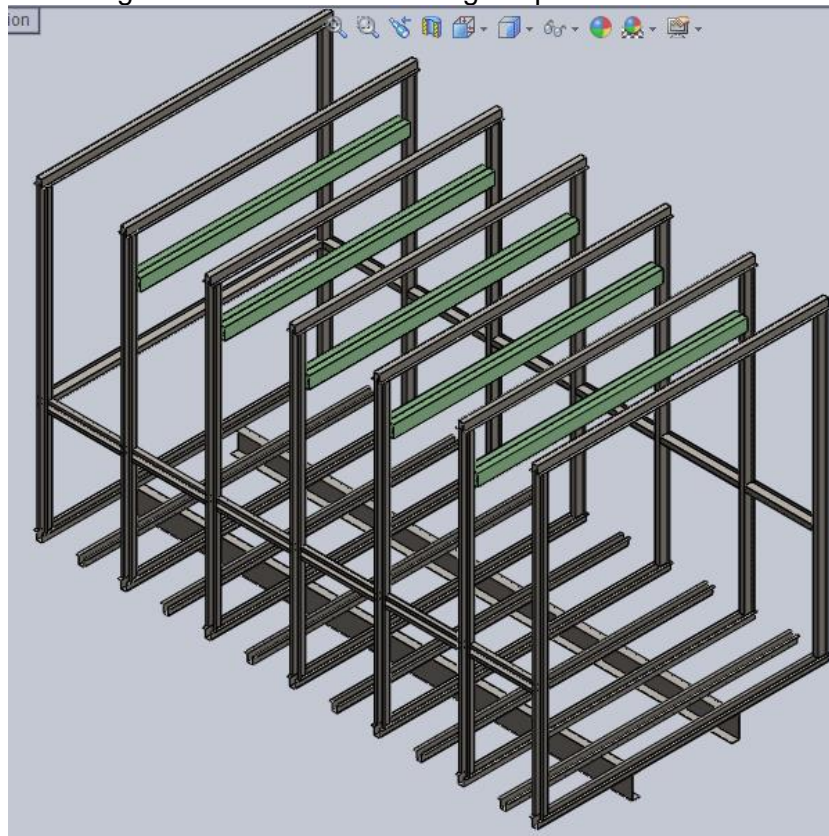
Figura 50. Deformación estática unitaria



Fuente: Autor

4.11.4 *Ubicación de la viga soporte de la carne.* Esta viga será soldada al perfil omega a una distancia del techo de 150 mm y tener en cuenta que la longitud de la res no toque el piso.

Figura 51. Ubicación de la viga soporte de la carne



Fuente: Autor

4.11.5 Análisis de la viga de la viga pisadera. Para este análisis se debe tomar en cuenta que la viga soportara el peso de la persona que baja la carne desde el furgón para este caso el peso que soportara esta viga será la suma del peso del estibador más el peso del cuarto de res.

Tabla 20. Carga total de la pisadera

Operador	Cuarto de res	Total
80 kg	80 kg	160 kg

Fuente: Autor

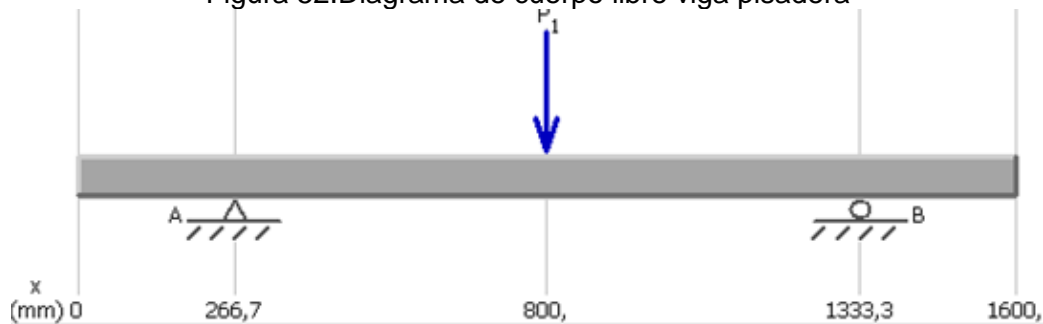
Par nuestro calculo agregaremos una carga extra de 40 kg asumiendo cada cuarto de res embarcado, debido a las desviaciones en los cortes de los cuartos y al tamaño variable de las reses.

Datos:

$$m = 200 \text{ kg}$$

$$P = 1\,960 \text{ N}$$

Figura 52. Diagrama de cuerpo libre viga pisadera

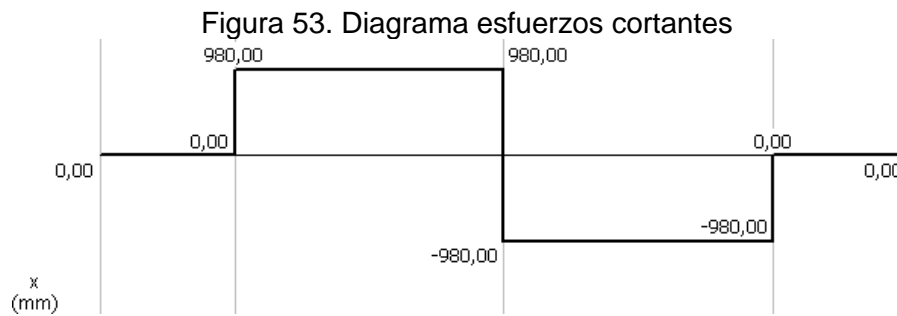


Fuente: Autor

Las reacciones y momento máximo se puede obtener gracias a la ayuda del programa MD Solids, esta pisadera será el elemento que se encuentra en contacto directo con la bahía de carga para embarco y desembarco de la carga, en los tal motivo en donde se evalúa la carga y los esfuerzos en los que se generaran al momento de realizar todas las operaciones que comprenden la logística del transporte.

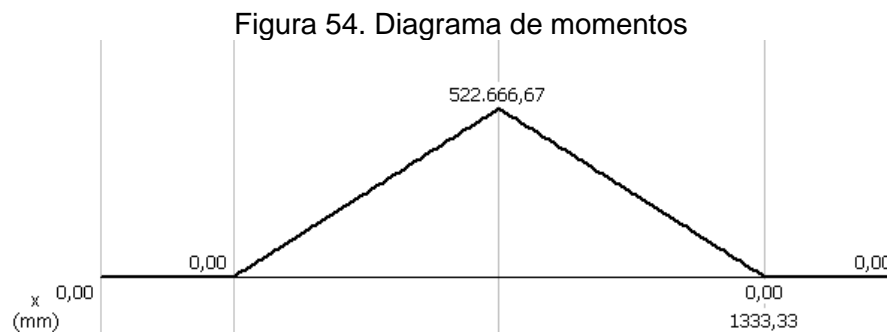
$$R_A = 980 \text{ N}$$

$$R_B = 980 \text{ N}$$



Fuente: Autor

Una vez que se ha obtenido el diagrama de esfuerzos cortantes se procede a calcular los momentos originados en la viga simplemente apoyada, tomado como positivo en dirección a las manecillas el reloj y con la ayuda del programa MD Solids.



Fuente: Autor

Se puede observar que el momento máximo es: $M_{max} = 522\,666,67\text{ N}\cdot\text{mm}$

Debemos seleccionar un tipo de plancha antideslizante porque esta viga esta puesta en la intemperie y correrá el riesgo de resbalarse cuando se esté cargando las reses al furgón entonces es esa la necesidad primordial para la selección de la plancha la cual será doblada para darle una forma de perfil cuadrada.

La superficie que se necesita para la plancha antideslizante es:

$$A = b * h \quad (47)$$

$$A = 1600\text{ mm} * 250\text{ mm}$$

$$A = 400\,000\text{ mm}^2$$

Como ya se calculó el momento flector máximo y como nuestra sección transversal es rectangular entonces:

$$S = \frac{b * e^2}{6} \quad (48)$$

También tenemos que:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (49)$$

Despejamos S y se remplaza en la ecuación 48 y despejamos e entonces tenemos que:

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max}}{b * \sigma_{max}}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 522\,666,67 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1\,600 \text{ mm} * 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$e = 2,8 \text{ mm} \cong 3 \text{ mm}$$

Entonces el espesor de la plancha antideslizante que se utilizara será de 3 mm y por lo que procederemos a calcular el volumen de la plancha antideslizante:

$$V = A * e \quad (50)$$

$$V = 400\,000 \text{ mm}^2 * 3 \text{ mm}$$

$$V = 1\,200\,000 \text{ mm}^3 = 1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Peso correspondiente de la plancha antideslizante el metodo practico para calcular dicho peso según el catalogo de perfiles DIPAC es:

$$\rho_{A36} = \frac{m}{v} \quad (51)$$

$$m_{A36} = \rho_{A36} * v$$

$$m_{Al} = \left(7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * (0,02 \text{ m}^3)$$

$$m_{Al} = 157 \text{ kg}$$

$$P_{A36} = m_{A36} * g \quad (52)$$

$$P_{A36} = 157 \text{ kg} * 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{A36} = 1\,538,6 \text{ N}$$

Entonces se procede a seleccionar una plancha de acero antideslizante de espesor de 4 mm del catálogo DIPAC que satisfaga las necesidades y a continuación se procede a dibujar en SolidWorks y podemos observar si cumple o no con el diseño estático.

Figura 55. Planchas antideslizantes DIPAC



Fuente: Autor

4.11.6 *Análisis de los soportes de la viga pisadera.* Debe estar sujeta a dos perfiles los cuales son soldados al furgón para darle firmeza a continuación seleccionaremos los perfiles que se necesitara soportara la misma carga que la pisadera.

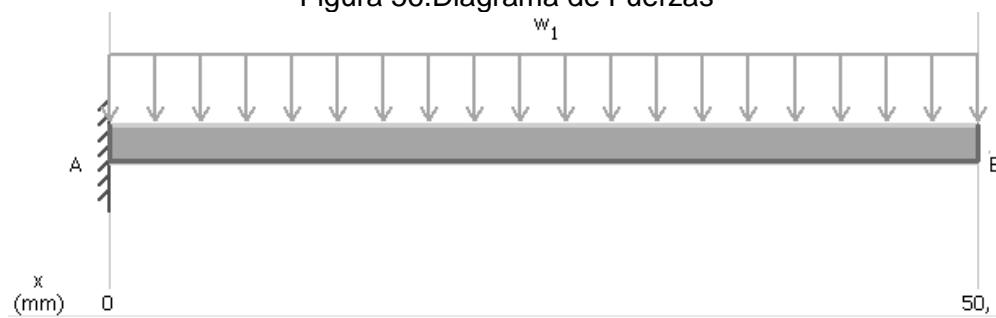
Datos:

$$m = 200 \text{ kg}$$

$$P = 1\,960 \text{ N}$$

$$W = 39,2 \text{ kg/mm}$$

Figura 56. Diagrama de Fuerzas

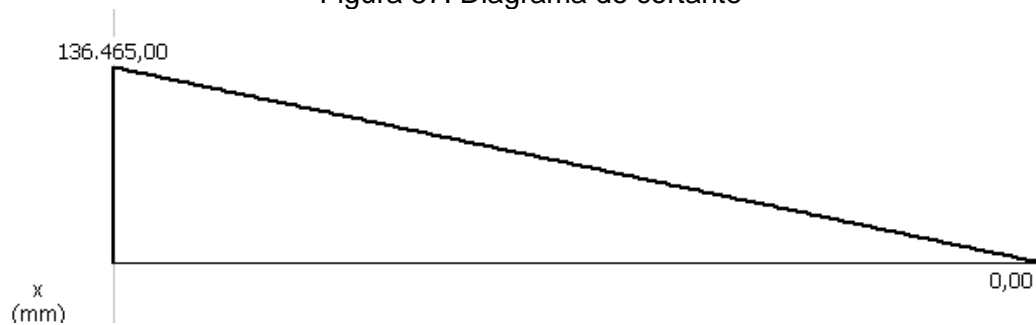


Fuente: Autor

$$R_A = 136\,465\,N$$

Una vez ya calculado el valor de las reacciones que se presentan en la viga en voladizo se procede a construir el diagrama de esfuerzos cortantes gracias a la ayuda del programa MD Solids.

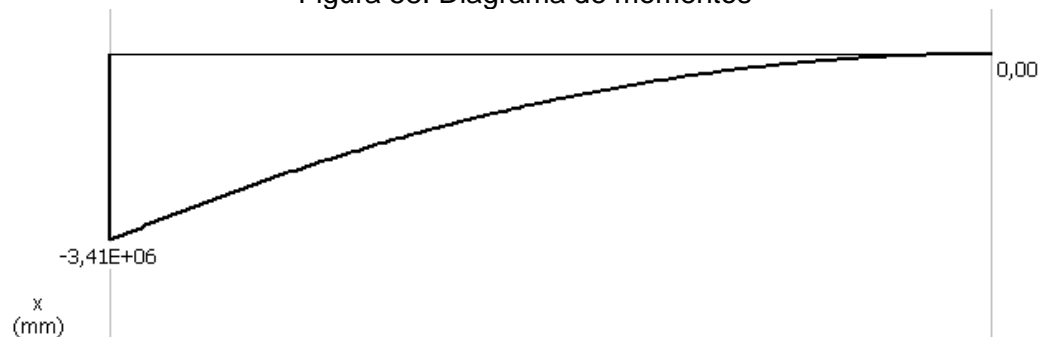
Figura 57. Diagrama de cortante



Fuente: Autor

Una vez que hemos obtenido el diagrama de esfuerzos cortantes se procede a calcular los momentos originados en la viga en voladizo, tomado como positivo en dirección a las manecillas el reloj y con la ayuda del programa MD Solids.

Figura 58. Diagrama de momentos



Fuente: Autor

Se puede observar que el momento máximo es: $M_{max} = 3,41 \times 10^6\,N \cdot mm$

Para seleccionar el perfil que necesitaremos para soportar sobre el chasis la cámara frigorífica, nos basamos en la condición general de resistencia según la norma AISC 360:05.

$$S = \frac{\Omega * M_{max}}{F_y} \quad (51)$$

Donde :

S = módulo de sección elástico

Ω = factor de seguridad (1,67)

F_y = límite de fluencia del acero escogido

$$S = \frac{1,67 * 3\,410 \, N.m}{250 * 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 2,277 * 10^{-6} m^3$$

$$S = 2,277 \, cm^3$$

Una vez calculado el límite de fluencia S seleccionamos el tipo de perfil del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC que a continuación se muestra $S = 2,277 \, cm^3$

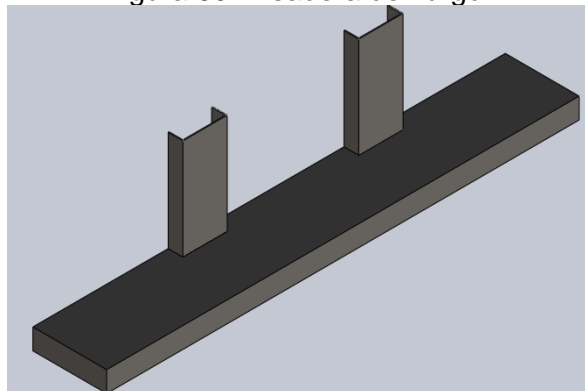
Figura 59. Catalogo DIPAC para perfiles C

DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X		I	EJE Y-Y		I	x
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W		I	W		
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56

Fuente: Catalogo DIPAC

El perfil que se ha seleccionado es: C 150 x 50 x 3 mm de DIPAC empresa que fabrica perfiles utilizando como material el acero ASTM A36 entonces estos perfiles se soldaran a la pisadera, a continuación en la figura 60 se muestra el detalle completo de cómo se ubicaría los soportes a la pisadera.

Figura 60. Pisadera del furgón

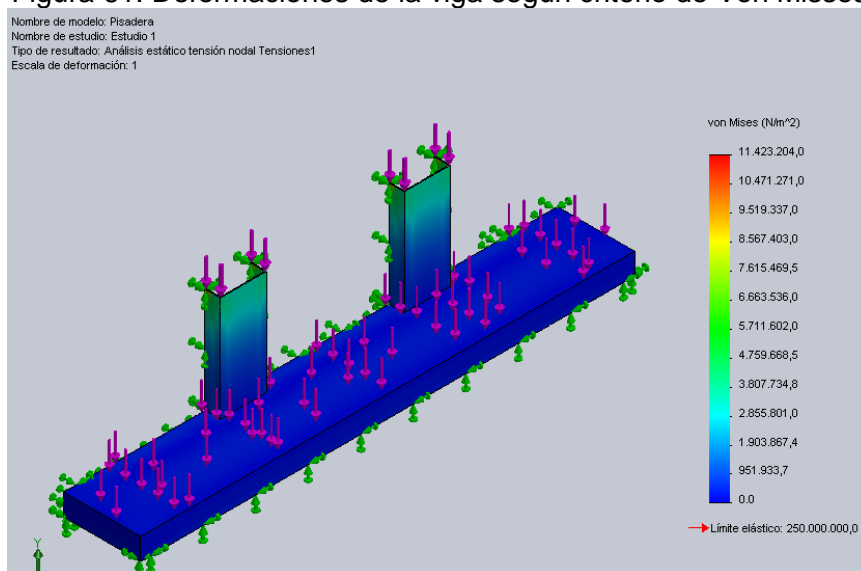


Fuente: Autor

Con la ayuda del SolidWorks podemos observar las deformaciones.

Según el criterio de diseño de Von Mises para el diseño estático a una escala de deformación de 1:1 podemos observar la deformación a la que estará expuesta la viga y podemos observar que está lejos de pandearse.

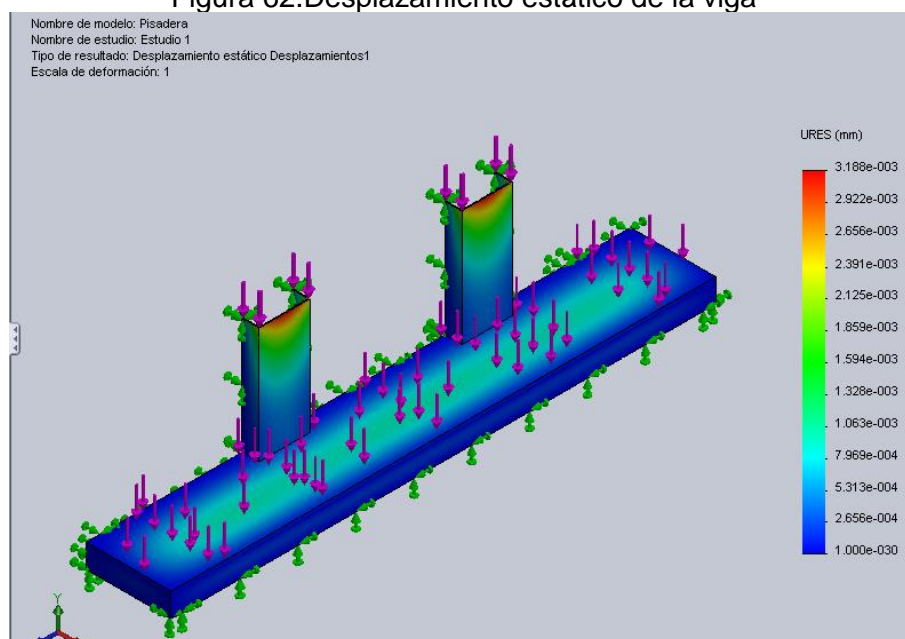
Figura 61. Deformaciones de la viga según criterio de Von Mises



Fuente: Autor

La viga también estará expuesta a los desplazamiento que a continuación lo podemos observar.

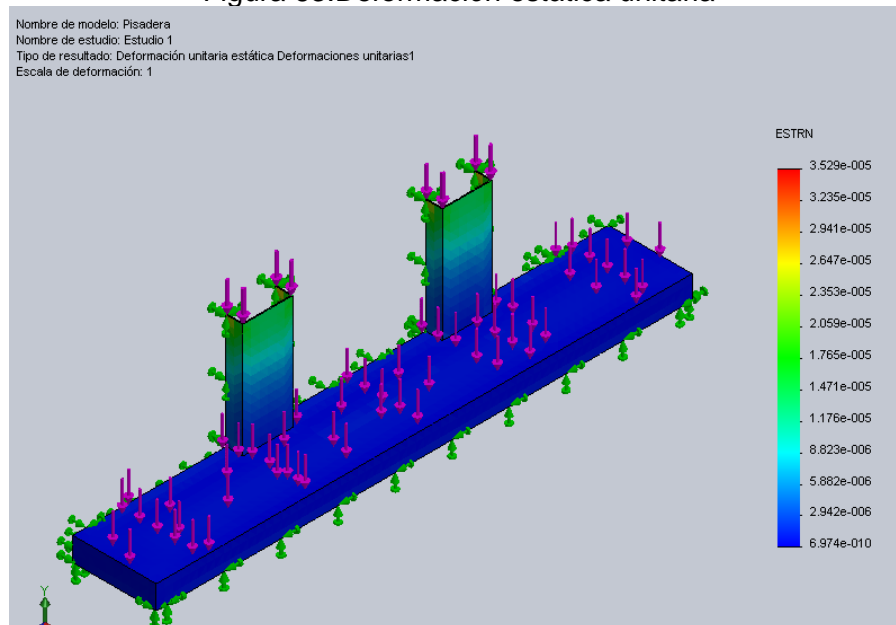
Figura 62.Desplazamiento estático de la viga



Fuente: Autor

La viga también estará expuesta deformación estática unitaria y la podemos observar en la imagen 63:

Figura 63. Deformación estática unitaria



Fuente: Autor

4.11.7 Ubicación de la pisadera. La pisadera juega un papel importante dentro del furgón puesto que un objeto o una parte que está expuesto a la intemperie, y a todos los factores que pueden producir corrosión, deterioro o alguna fractura, y es el lugar por donde subirán y bajaran la carne, estará expuesto a esfuerzos constantes, adicional es el elemento que se encuentra en con tacto con las bahías de carga y descarga, lo que genera esfuerzos adicionales sobre este elemento. Pero antes se debe seleccionar la plancha de acero que fijar a la estructura del furgón y el perfil al cual se le soldara a la pisadera.

4.11.7.1 Selección de la plancha para la cámara. Las planchas que cubrirán a la estructura serán de acero ASTM A 36 laminado en caliente, porque las aplicaciones comunes del acero estructural A36 es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales; cables para puentes colgantes, atirantados y concreto reforzado; varillas y mallas electro soldada para el concreto reforzado; plataformas, láminas plegadas usadas para techos y piso con un espesor de 4 mm (AHSMA, 2014), servirá como protección adicional para los paneles preformados que evitan la trasferencia de calor, he impiden que el agua tenga contacto con los mismos, como un requerimiento adicional deberá ser lo suficientemente gruesas para evitar la penetración de los huesos y ganchos de los que cuelga la carne.

Tabla 21. Planchas laminadas en frío

PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE	
Especificaciones Generales	
Norma	Ver tabla
Espesores	1,20mm a 100mm
Rollos	Ancho 1000,1220,1500,1800
Planchas	4 x 8 y a medida



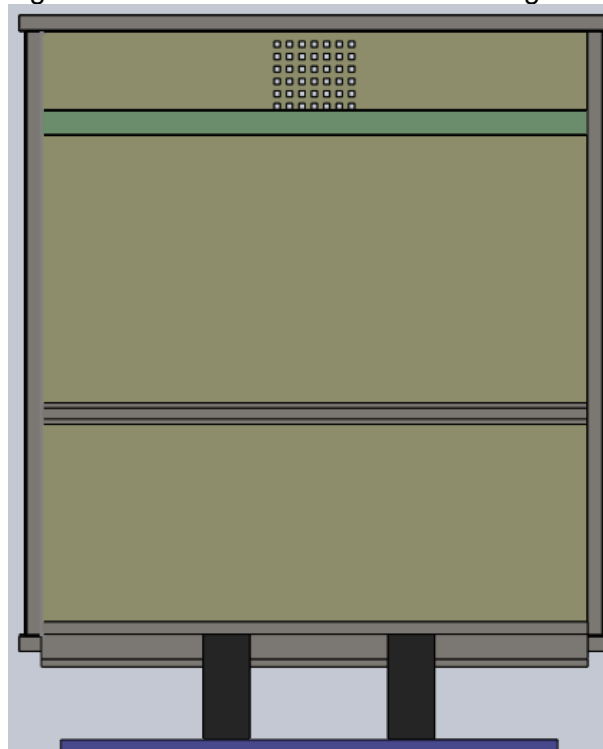
Fuente: Catalogo DIPAC

Para cubrir la estructura en la partes del techo se utiliza plancha de acero ASTM A36 laminado en frio con un espesor de 2 mm, cuyas medidas son 3 300 mm de largo y un ancho de 1 900 mm.

Para la parte posterior necesitaremos un espacio para colocar el equipo de refrigeración de la carne, la pared mide 1 850 mm de largo y de altura 1 943 mm.

Para las paredes de la cámara se utiliza la misma plancha y cuyas medidas son 3 300 mm de largo y una altura de 1 940 mm, en la siguiente figura 64 podemos observar en detalle cómo está conformada la cámara.

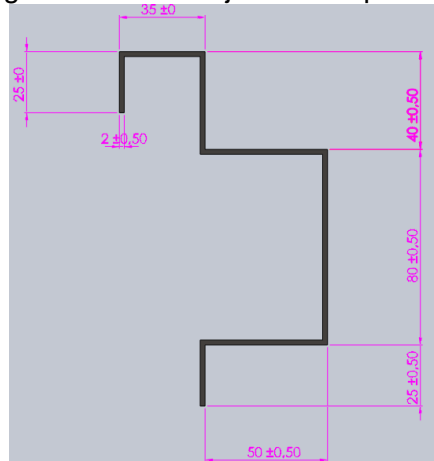
Figura 64. Pared frontal de la cámara frigorífica



Fuente: Autor

4.11.7.2 Diseño del perfil sujetador de la pisadera. Estos perfiles no se puede seleccionar de catálogos, puesto que se pueden diseñar y construir de acuerdo a la necesidad que se requiera, para nuestro caso este perfil debe estar bien sujeto ya que soportara a la pisadera, las medidas y la forma del perfil necesario se puede observar en la figura 65.

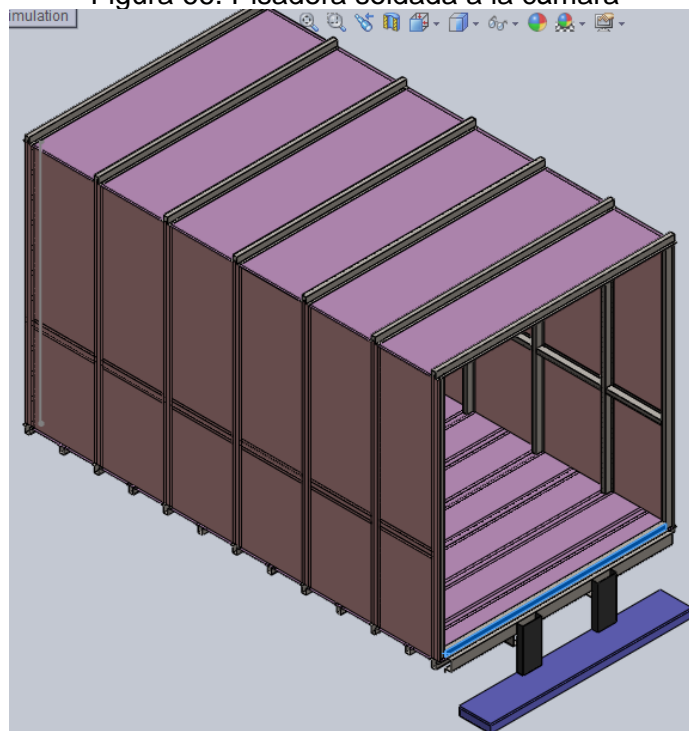
Figura 65. Perfil sujetador de pisadera



Fuente: Autor

La pisadera estará soldada al perfil de acero que se diseñó anteriormente como podemos observar en la figura 66.

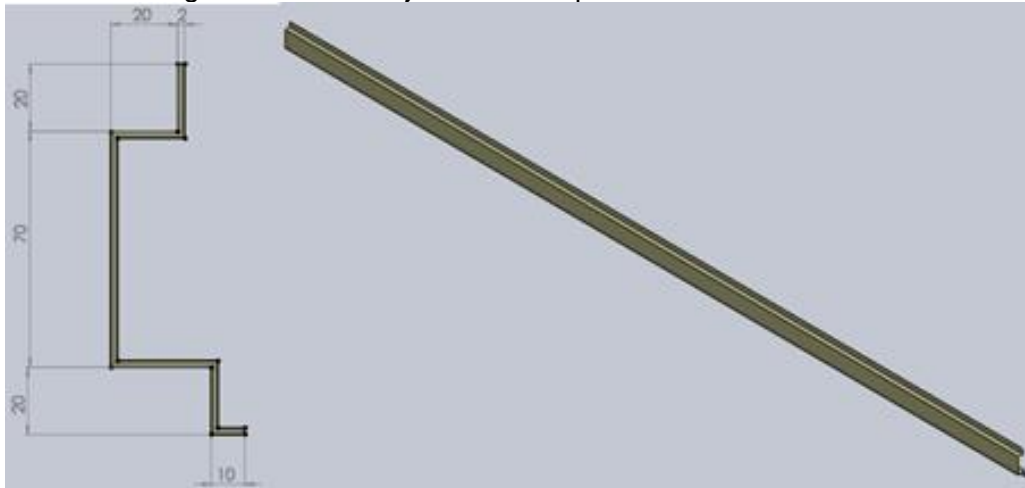
Figura 66. Pisadera soldada a la cámara



Fuente: Autor

4.11.7.3 *Diseño del perfil sujetador de la plancha a la estructura.* Para sujetarle a la plancha de acero ASTM A 36 laminado en caliente a la estructura se la remachara a los perfiles omega y así quedara firme en la parte media de la plancha y para sujetar los extremos superiores e inferiores de la cámara se tiene que diseñar un perfil adecuado para luego remacharlos y así quedara firme las paredes de la cámara, para este caso se diseñara 4 perfiles para sujetar.

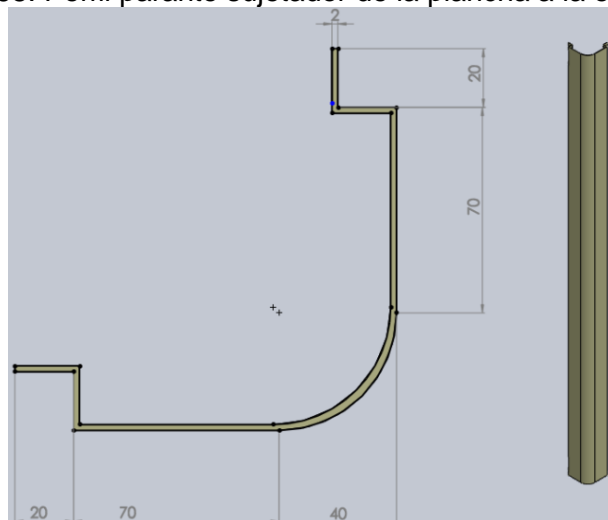
Figura 67. Perfil sujetador de la plancha a la estructura.



Fuente: Autor

4.11.7.4 *Diseño del perfil parante sujetador de la plancha a la estructura.* Una vez ya sujetado la plancha a la estructura con los perfiles sujetadores en la parte superior e inferior también se debe sujetar dichos perfiles con parantes sujetadores en las cuatro esquinas de la cámara, estos parantes serán remachados a los perfiles y a la plancha de acero.

Figura 68. Perfil parante sujetador de la plancha a la estructura



Fuente: Autor

Una vez ya armado la parte estructural del furgón en la figura 69 podemos observar al furgón ya completo.



Fuente: Autor

4.11.8 *Diseño de la puerta de ingreso.* Para el diseño se debe tomar en cuenta que siempre se estará abriendo y cerrando la puerta y tomar en cuenta el peso del mismo ya que debemos evitar que se deforme, las medidas de la puerta en conjunto será de ancho 1 690 mm y altura de 1 870 mm con un espesor de 20 mm. Por lo que el material que utilizaremos será plancha de acero ASTM A 36 laminado en caliente.



Fuente: Autor

La superficie que se necesita para cada puerta es:

$$A = b * h \quad (52)$$

$$A = 845 \text{ mm} * 1\,870 \text{ mm}$$

$$A = 1\,580\,150 \text{ mm}^2$$

El espesor de la plancha que se necesita será

$$e = 20 \text{ mm}$$

Volumen de la plancha antideslizante:

$$V = A * e \quad (53)$$

$$V = 1\,580\,150 \text{ mm}^2 * 20 \text{ mm}$$

$$V = 31\,603\,000 \text{ mm}^3 = 0,031 \text{ m}^3$$

Peso correspondiente de luna puerta por el metodo practico para calcular dicho peso según el catalogo de perfiles DIPAC es:

$$\rho_{PuertaA36} = \frac{m}{v} \quad (54)$$

$$m_{PuertaA36} = \rho_{A36} * v$$

$$m_{PuertaA36} = \left(7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * (0,031 \text{ m}^3)$$

$$m_{PuertaA36} = 243,35 \text{ kg}$$

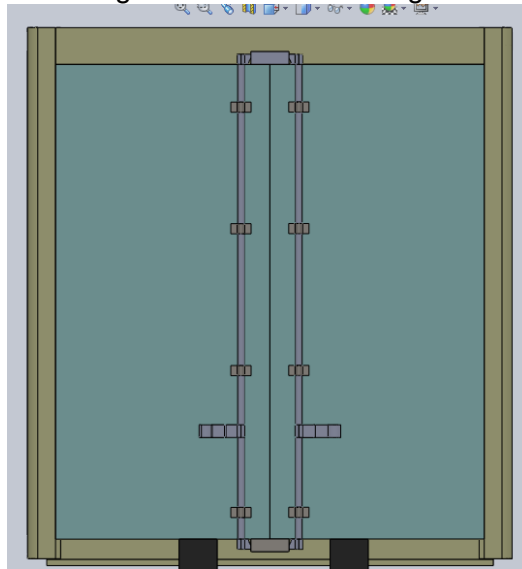
$$P_{PuertaA36} = m_{A36} * g \quad (55)$$

$$P_{PuertaA36} = 243,5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_{PuertaA36} = 2\,387,26 \text{ N}$$

Diseño de la puerta de ingreso hacia el furgón, para poder ensamblar la puerta debemos tomar en cuenta que se usaran 4 bisagras para sujetar la puerta, dichas bisagras soportaran la carga del peso propio de la puerta, barra de sujeción de la puerta al furgón, anillos de sujeción de la barra de sujeción, seguros para apertura de las puertas y un pasamanos para facilitar el descenso del operador.

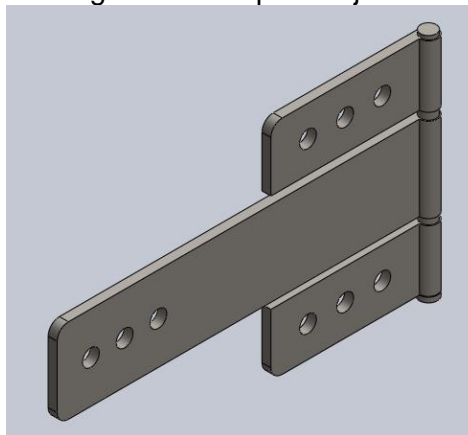
Figura 71. Puerta del furgón



Fuente; Autor

4.11.8.1 Diseño de las bisagras de sujeción. Se debe tomar en cuenta que no seleccionaremos las bisagras, entonces se utilizaran las bisagras que sujetara las puertas del furgón tendrán un diseño de taller, puesto que para cumplir con los requerimientos serán elaboradas en acero ASTM A 36 tomando en cuenta las cargas que soportaran, para facilitar el diseño se emplea el software SolidWorks para determinar la deformación que pueden tener dichas bisagras.

Figura 72. Bisagra utilizada para sujeción de la puerta



Fuente: Autor

Para someter a cargas y saber cuánto se deformara debemos sumar los pesos de todos los elementos involucrados en la puerta como son:

Peso de la puerta:

$$P_{PuertaA36} = 2\,387,26\,N$$

Peso de barra de sujeción de la puerta al furgón:

$$V_{BarrasujecionA36} = 2 * R^2 * h$$

$$V_{BarrasujecionA36} = 2 * (15\,mm)^2 * 1\,950\,mm$$

$$V_{BarrasujecionA36} = 877\,500\,mm$$

$$\rho_{BarrasujecionA36} = \frac{m}{v} \quad (54)$$

$$m_{BarrasujecionA36} = \rho_{A36} * v$$

$$m_{BarrasujecionA36} = \left(7\,850 \frac{kg}{m^3}\right) * (8,77 * 10^{-4} m^3)$$

$$m_{BarrasujecionA36} = 6,888\,kg$$

$$P_{BarrasujecionA36} = m_{A36} * g \quad (55)$$

$$P_{BarrasujecionA36} = 6,888\,kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{BarrasujecionA36} = 67,57\,N$$

Anillos de sujeción de la barra de sujeción

$$P_{anillo\,A36} = 2,57\,N * 4 = 10,28\,N$$

Peso total de la puerta será:

$$P_{total\,de\,la\,puerta} = P_{PuertaA36} + P_{BarrasujecionA36} + P_{anillo\,A36} + P_{otros} \quad (56)$$

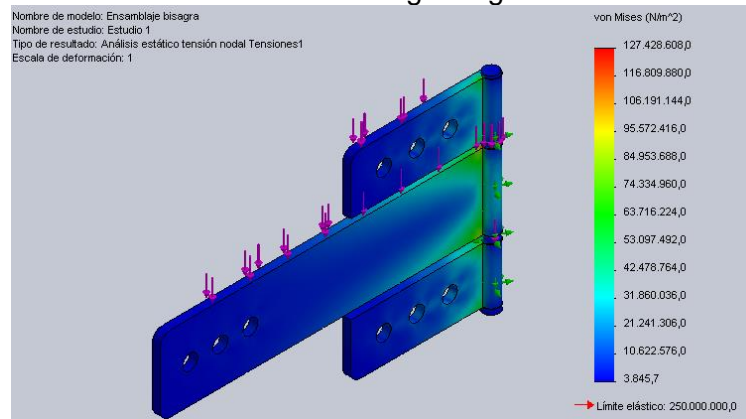
$$P_{total\ de\ la\ puerta} = 2\ 387,26\ N + 67,57\ N + 10,28\ N + 10\ N$$

$$P_{total\ de\ la\ puerta} = 2\ 474,11\ N$$

Entonces si le somete a esta carga gracias a la ayuda del programa SolidWorks entonces verificaremos que las deformaciones serán:

Según el criterio de diseño de Von Mises para el diseño estático a una escala de deformación de 1:1 podemos observar la deformación a la que estará expuesta la bisagra y podemos observar que está lejos de deformarse permanentemente.

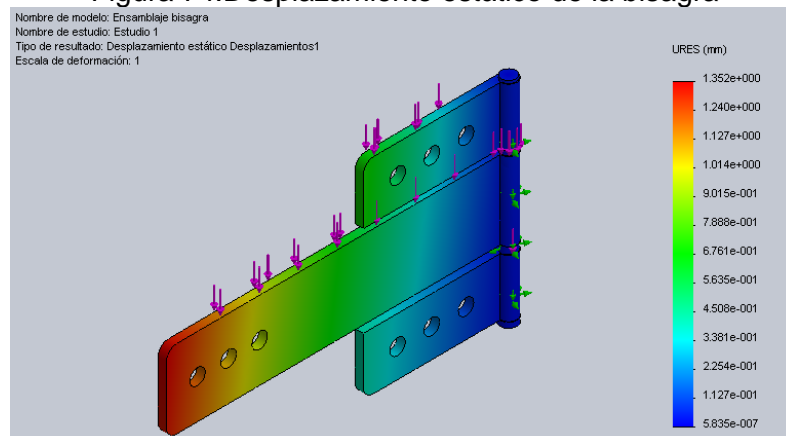
Figura 73. Deformaciones de la bisagra según criterio de Von Mises



Fuente: Autor

La bisagra también estará expuesta a los desplazamiento descrito en la figurar 74.

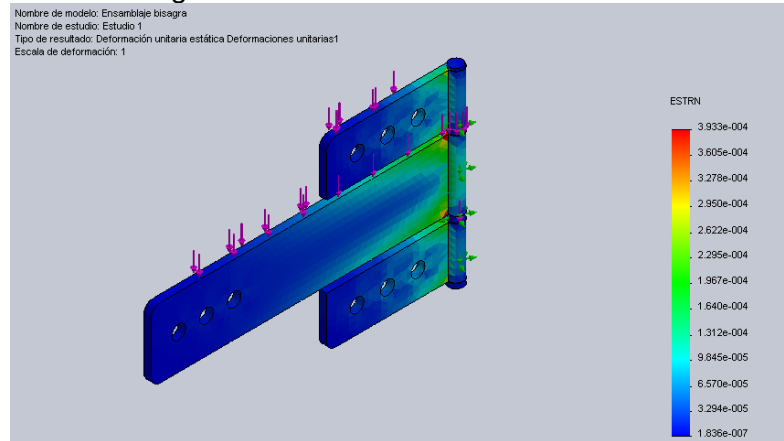
Figura 74.Desplazamiento estático de la bisagra



Fuente: Autor

La bisagra también estará expuesta deformación estática unitaria y la podemos observar en la figura 75.

Figura 75. Deformación estática unitaria



Fuente: Autor

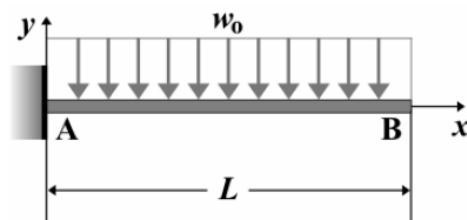
4.11.8.2 Selección de pernos de sujeción de las bisagras. Las bisagras deberán soportar el peso total con todos los elementos que tiene la puerta, por eso la selección de los pernos y cuantos se necesita se basará en el área de sujeción y a los esfuerzos a los que está sometido por acción de las cargas, y también en el apriete que tendrá ya que este elemento deberá ser desmontable.

Para eso debemos determinar el momento máximo de la bisagra.

$$P_{total \text{ de la puerta}} = 2\,474,11 \text{ N}$$

$$W_{puerta} = 17,64 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Cálculo del momento máximo y las reacciones:



$$M_{max} = \frac{W_{puerta} \times L^2}{2} \quad (57)$$

$$M_{max} = \frac{17,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * (140 \text{ mm})^2}{2}$$

$$M_{max} = 172\,872 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Las cargas que soportaran los pernos seran de:

$$T = M_{max} = 172\,872\, N.mm$$

Entonces:

$$T = \frac{F}{r} \quad (58)$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$T = \frac{172\,872\, N.mm}{72,5\, mm}$$

$$T = 2\,384,44\, N$$

Realizando el análisis de la fuerza F se sabe que provocara tracción primaria y se debe tener un coeficiente de seguridad de $n = 3,5$ ya que Shigley recomienda factores de seguridad grandes ($n > 2$) (SHIGLEY, y otros, 1985)

$$F = \frac{F}{N_{pernos}} \quad (59)$$

$$F = \frac{2\,384,44\, N}{6}$$

$$F = 397,406\, N$$

Luego se realiza el diseño estatico para corte y cizalladura

$$\tau_c = \frac{n*V}{A_t} \quad (60)$$

n = coeficiente de seguridad

V = valor de la cortante

A_t = área de esfuerzo tensión

Entonces:

$$\tau_c = \frac{2 * 214,74\, N}{A_t}$$

$$\tau_c = \frac{334,04 N}{A_t}$$

Esfuerzo de tension en el perno:

$$\sigma = \frac{Fi}{At} + \frac{c \times P}{At} = Sy \quad (61)$$

Donde:

Fi = fuerza de pre-tension

c = constante elastica de union

P = fuerza a la que se encuentra sometido el perno

N = número de pernos

At = área de esfuerzo a tension

De esta manera se emplea la ecuacion:

$$Fi = k * Sp * At \quad (62)$$

k = Carga de apriete

Para determinar un perno tentativo se asume un $c = 2,4$

Tabla 22. Grado métrico de aceros para pernos

Grados métricos de aceros para pernos				
Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340 ^a	310
5.8	M5-M24	520	415 ^a	380
8.8	M17-M36	830	660	600

Fuente: Shigley L. R. Mitchell

Para determinar el valor de la carga de apriete k :

Tabla 23. Valores de k

k	Función
0,7	Junta desarmable
0,75	Uniones desmontables
0,9	Uniones fijas

Fuente: Iván Moran

Entonces:

$$F_i = 0,75 * 225 \frac{N}{cm^2} * A_t$$

$$F_i = 168,75 \frac{N}{cm^2} * A_t$$

$$\sigma = \frac{168,75 A_t}{A_t} + \frac{1,7 * 397,40}{A_t} = S_y$$

$$168,75 \frac{N}{mm^2} + \frac{556,36 N}{A_t} = 240 mm^3$$

$$A_t = 9,48 mm^2$$

Entonces como ya se ha obtenido el área de esfuerzo a tensión y con la tabla de dimensiones de roscas métricas entonces se seleccionó el perno que se necesita para cumplir los requerimientos.

Tabla 24. Dimensiones de roscas métricas

Diámetro de cresta, d_c , mm	Roscas gruesas (MC)		Roscas Finas (MF)	
	Paso, p , mm	Area resistente a tracción, A_t , mm ²	Paso, p , mm	Area resistente a tracción, A_t , mm ²
1	0.25	0.460	-	-
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	.25	2.45
2.5	0.45	3.39	.35	3.70
3	0.5	5.03	.35	5.61
4	0.7	8.78	.5	9.79
5	0.8	14.2	.5	16.1
6	1	20.1	.75	22
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621

Fuente: Shigley L. R. Mitchell

Una vez ya seleccionado el perno entonces se tiene las siguientes características del perno:

Perno seleccionado para las bisagras: M 5 x 0,8

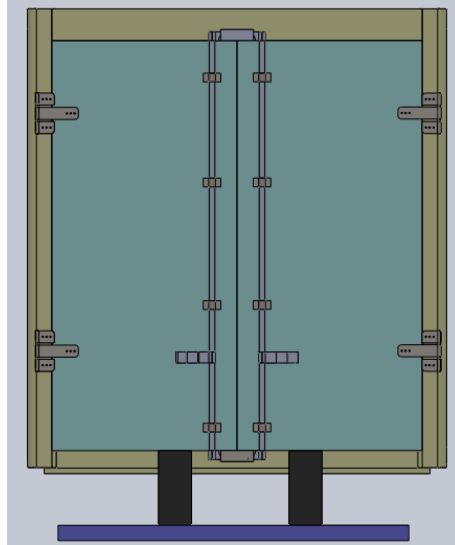
Diámetro nominal: 5 mm

Paso: 0,5 mm

A_t = Área de esfuerzo de tensión = 14,2 mm²

$A_t = \text{Área al diámetro menor} = 16,1 \text{ mm}^2$

Figura 76. Ubicación de las bisagras en las puertas

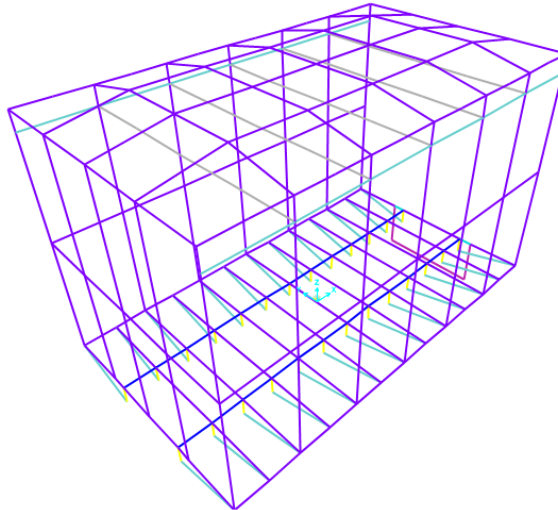


Fuente: Autor

4.12 Simulación del furgón bajo los requerimientos de la NORMA INEN 1323, utilizando SAP 2000.

Para la simulación del furgón que satisfaga los requerimientos de las combinaciones establecidas en la norma INEN 1323, primero se debe realizar la proyección alámbrica del mismo, en este caso se proyectó el diseño alámbrico, directamente en el programa SAP2000, para posteriormente designar las cargas y restricciones respectivas, una vez realizado esto el programa seleccionara automáticamente el perfil más adecuado de una base de datos predefinida.

Figura 77. Modelo alámbrico del furgón, modelado en SAP 2000



Fuente: Autor

4.12.1 Definir propiedades. Siguiendo con el procedimiento, defino los materiales y las secciones de los elementos, los cuales han sido previamente seleccionados por las cargas que se presentaran en la estructura y las necesidades que requieren los mismos.

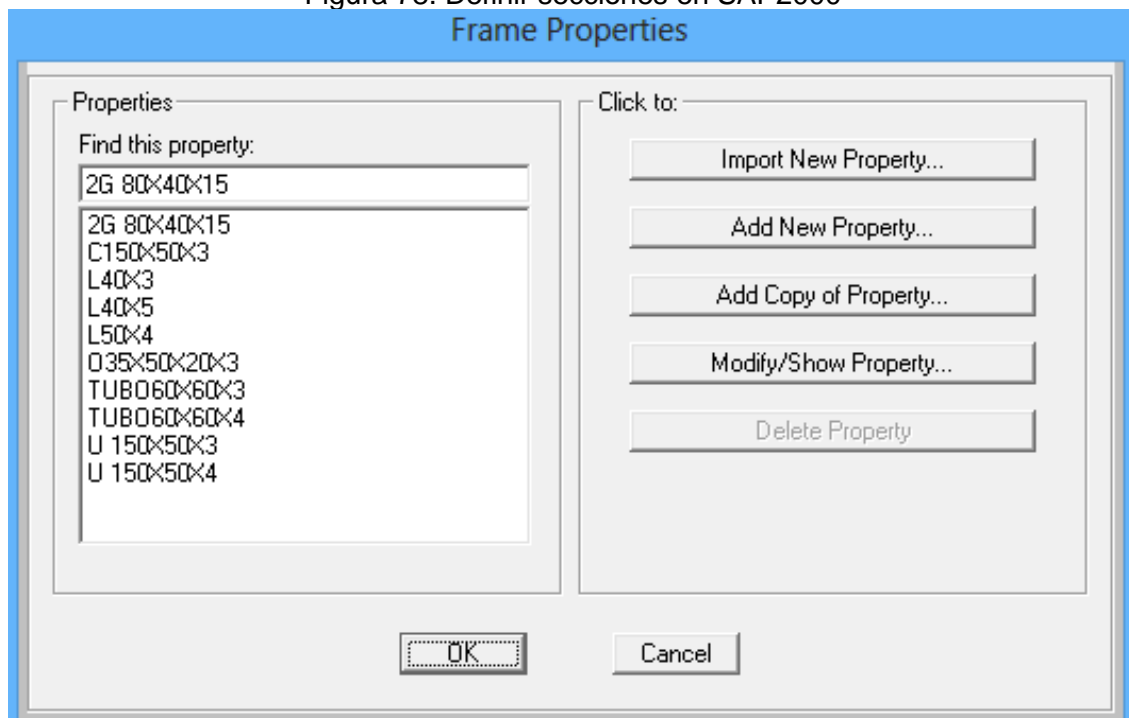
Tabla 25. Propiedades de los materiales

Detalle	Norma	Propiedades mecánicas
Perfiles estructurales	ASTM A-36	Límite de fluencia 2 551 kg/cm ²
Angulo Laminado	ASTM A-36	Límite de fluencia 2 551 kg/cm ²
Plancha Laminada en caliente	ASTM A-36	Límite de fluencia 2 551 kg/cm ²
Tubo estructural	JIS G-3132CLASS-1 SPHT-1	Resistencia a la tracción 2 800 kg/cm ²

Fuente: Autor

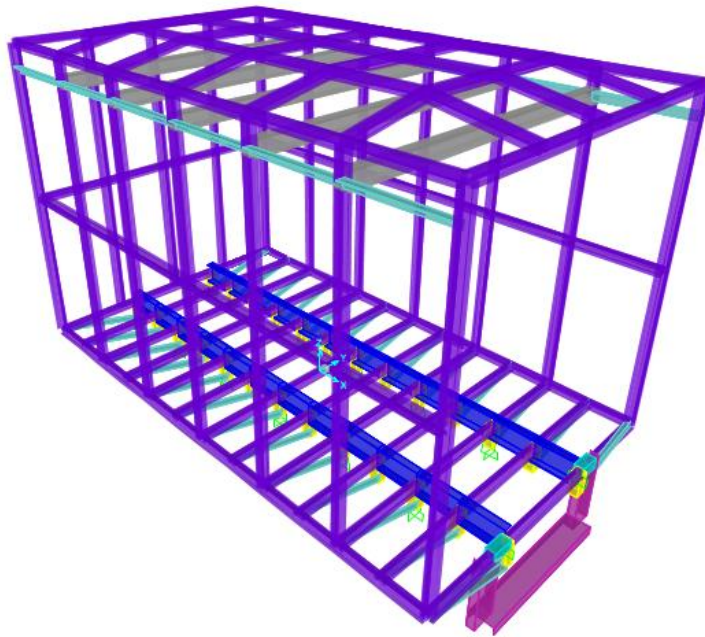
4.12.2 Definir secciones. En el mercado nacional se dispone de una gran variedad de perfilaría fabricados bajo normas internacionales laminados en frio y caliente, y para la selección emplearemos el catálogo DIPAC, debido a su gran disponibilidad y distribución a nivel nacional. Para ingresar los perfiles, previamente se realizó una preselección de las diferentes secciones que conformaran la estructura básica del furgón, en el software SAP2000 dibujaremos los perfiles y designaremos todos los perfiles que emplearemos en el diseño del furgón.

Figura 78. Definir secciones en SAP2000



Fuente: Autor

Figura 79. Perfiles designados a los elementos del furgón

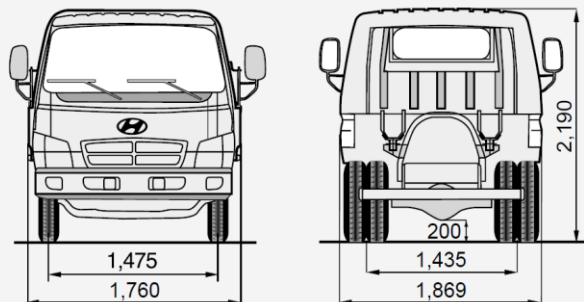


Fuente: Autor

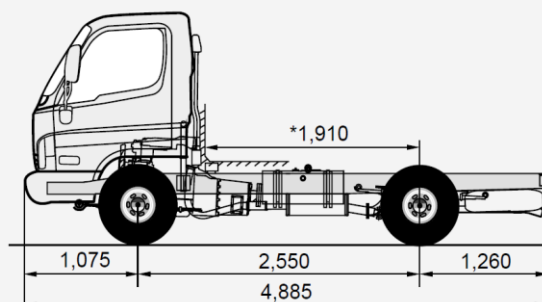
4.12.3 Definir restricciones. Se define como restricción los puntos en los que se anclara la estructura del furgón al chasis del vehículo.

Figura 80. Dimisiones chasis HYUNDAI HD 65 cabina corta STD

□ Dimensiones de Cabina Angosta

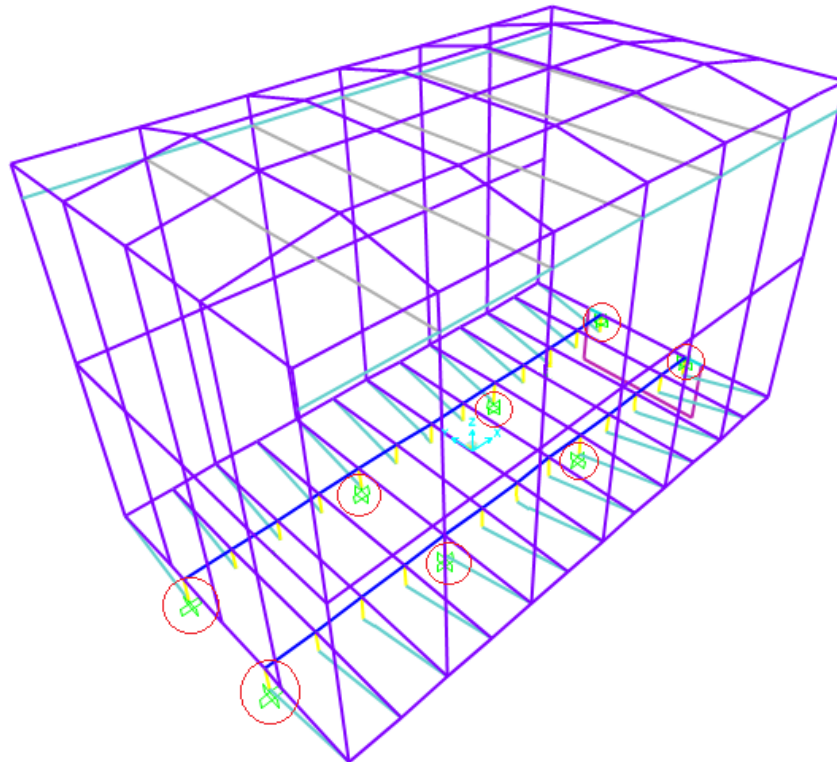


□ Distancia Corta Entre Ejes de Cabina Angosta



Fuente: Catalogo HYUNDAI

Figura 81. Restricciones modelos alámbricos furgón frigorífico



Fuente: El Autor

4.12.4 Definir de cargas de diseño. La norma INEN 1223 define las cargas de diseño que son ejercidas sobre la estructura del furgón:

- Cargas Vivas
- Cargas Muertas
- Carga de giro (G)
- Carga de Frenado (F)
- Carga de aceleración brusca (A_b)
- Carga por resistencia del aire frontal (R_{af})

Carga muerta (CM).- se asume para un primer cálculo $13,5 \text{ kg/m}^2$ ó 132 N/m^2 , posteriormente se revisará cual es la carga muerta resultante.

Carga viva (CV).- es el total producto a transportarse $3\ 200 \text{ kg}$, que se calcula, multiplicando las 20 ubicaciones del transporte, por el peso promedio de las reses.

Carga de Giro.- es la fuerza centrífuga para una velocidad de 90 km/h y un radio de giro de 350 m y un peralte del 8% .

Tabla 26. Tabla para calcular carga de giro según Norma INEN1323

Velocidad (del vehículo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	
130	900	7,51
135	1050	6,97
140	1250	6,25
145	1475	5,49
150	1725	4,84

Fuente: Norma INEN1323

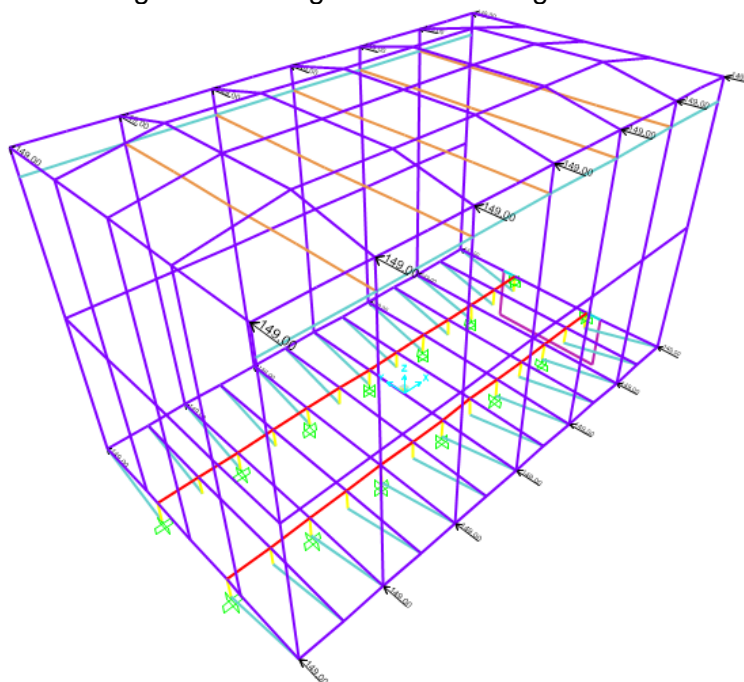
$$F = \frac{m V^2}{r} \quad (63)$$

$$F = \frac{3\,500\,kg\,(25\,m/s)^2}{350\,m}$$

$$F = 6\,250\,N$$

Esta carga es paralela al eje Y , perpendicular a eje de desplazamiento del furgón (eje X), su punto de aplicación son los nodos de los pórticos del furgón.

Figura 82. Designación de la carga lateral



Fuente: Autor

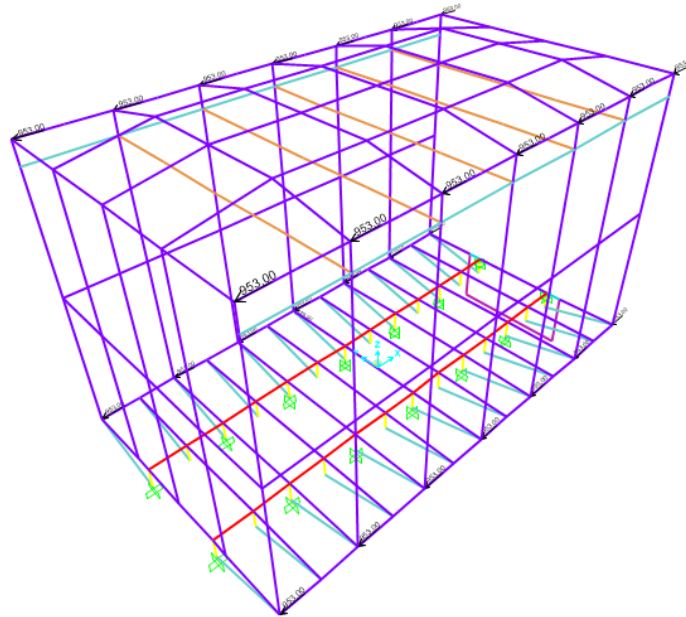
Carga de frenado.- se asume una desaceleración de 4 m/s^2 .

$$F = m * a \quad (64)$$

$$F = 10\,000 \text{ kg} * -4 \text{ m/s}^2$$

$$F = -40\,000 \text{ N}$$

Figura 83. Designación carga de frenado



Fuente: Autor

Carga de Aceleración.- es la misma de 4 m/s^2 pero en sentido contrario.

$$F = m * a$$

$$F = 10\,000 \text{ kg} * 4 \text{ m/s}^2$$

$$F = 40\,000 \text{ N}$$

Carga de resistencia frontal del aire:

$$Raf = \frac{1}{2} * Cx * \delta * Af * V^2 \quad (65)$$

Raf =carga por resistencia aerodinámica

Cx =coeficiente de resistencia frontal del aire

δ = densidad del aire

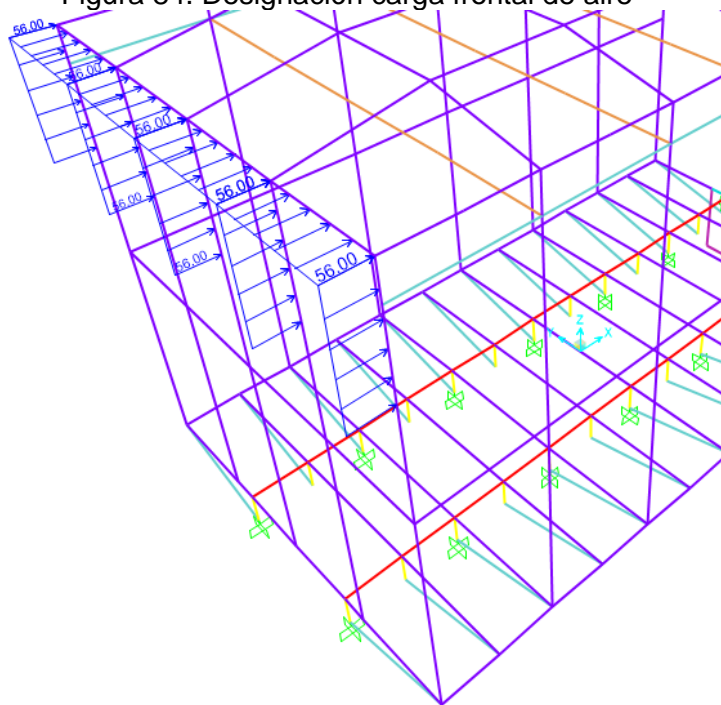
A_f = área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal

V^2 = velocidad del aire

$$Raf = \frac{1}{2} * 0,7 * 1,184 \frac{kg}{m^3} * 0,95 m^2 * \left(25 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$Raf = 246 N$$

Figura 84. Designación carga frontal de aire

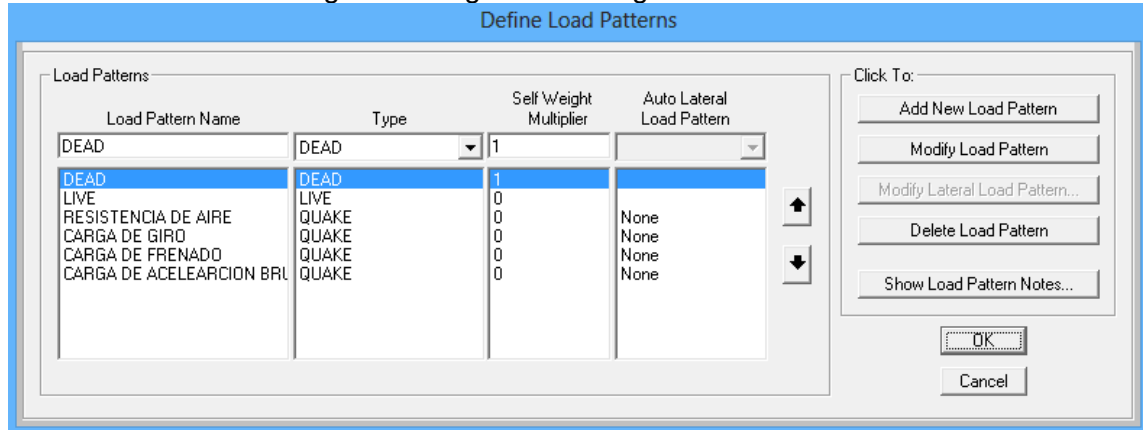


Fuente: Autor

4.12.5 Combinaciones de cargas. La norma INEN 1223 define las combinaciones de diseño para la simulación de la estructura del furgón, se emplea el método LRFD.

- 1,4M+V
- 1,2M+1,6V+0,5G
- 1,2M+0,5V+1,6G
- 1,2M+1,6F+0,8Raf
- 1,2M+0,5V+0,5F+1,3Raf
- 1,2M+1,5Ab+0,5V
- 0,9M-1,3Raf
- 0,9M+1,3RaF

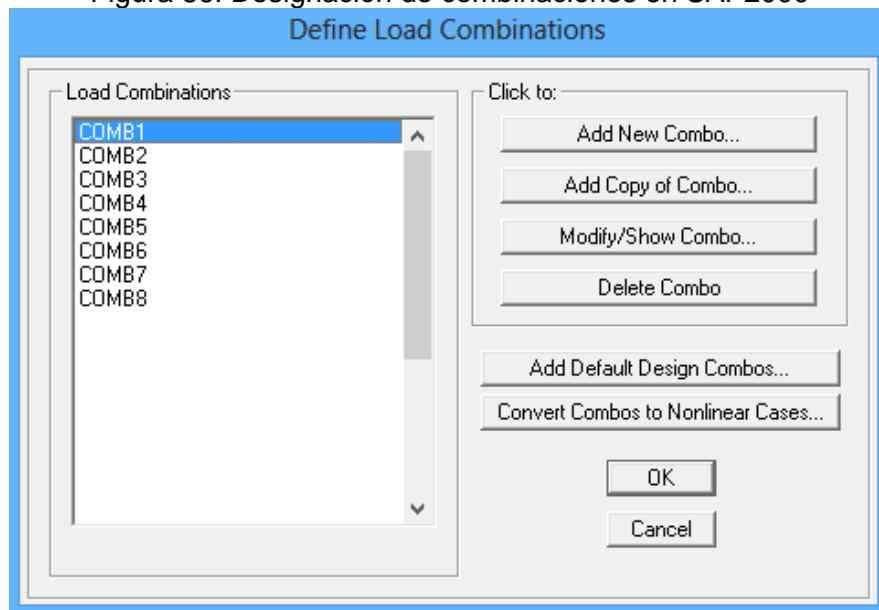
Figura 85. Ingreso las cargas en SAP2000



Fuente: Autor

Una vez designadas las cargas, procedemos a ingresar las diferentes combinaciones establecidas para nuestro caso, con el fin de determinar cuál combinación de esfuerzos es la más crítica.

Figura 86. Designación de combinaciones en SAP2000

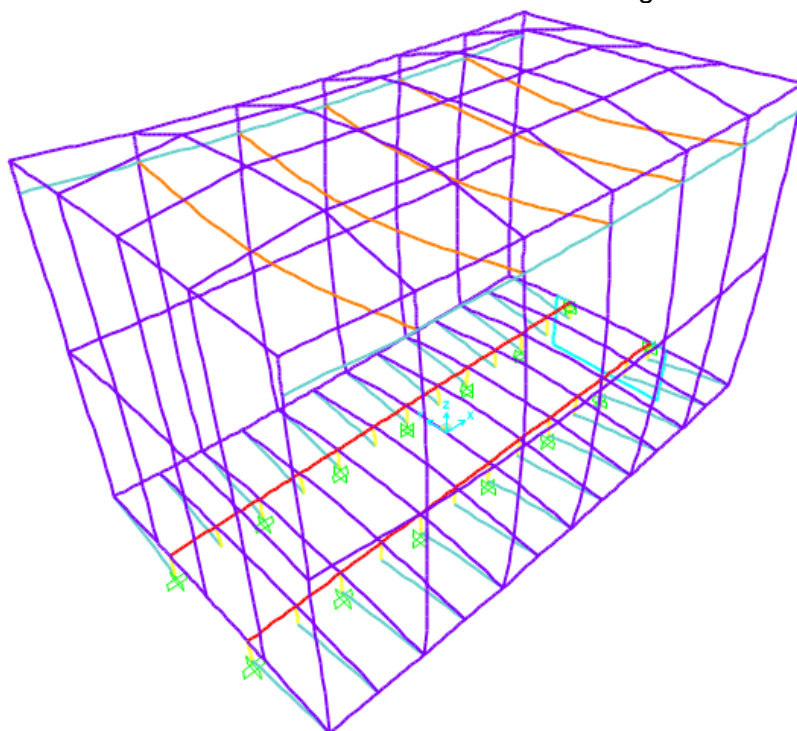


Fuente: Autor

4.12.6 Visualización de resultados. Se procede a realizar el análisis del modelo estructura alámbrico en 3D obteniendo los esfuerzos más influyentes para el análisis estructural los desarrollados por la carga DEAD, estos resultados son representados en la figura 87.

Estos esfuerzo tiene relación con lo analizado anteriormente, debido a que la mayoría del esfuerzo es generado en la vigas de carga de suspensión de la carne.

Figura 87. Simulación deformación estructura del furgón en SAP2000



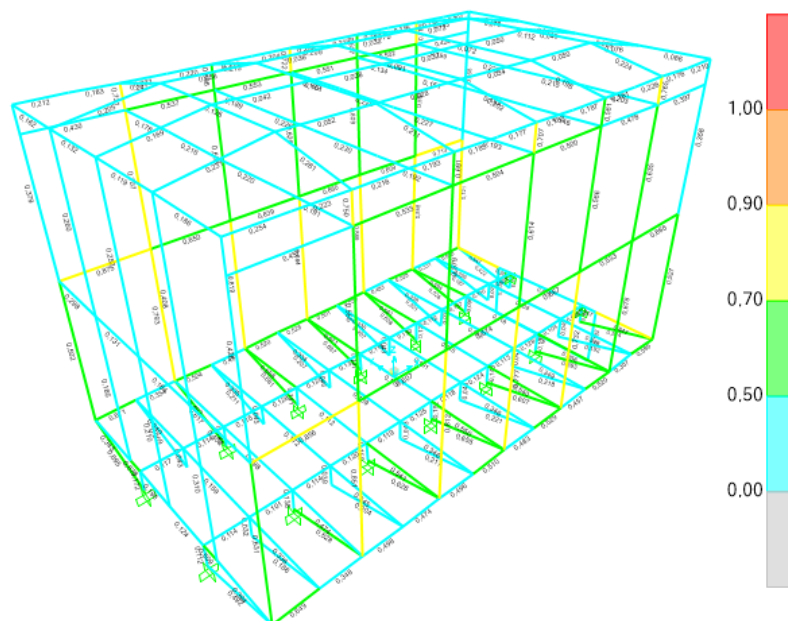
Fuente: Autor

Cabe recalcar que las deformaciones presentes en este modelo alámbrico 3D, no son los reales, sino más bien una representación didáctica de las mismas, para poder darnos una idea general del comportamiento de los diferentes elementos que componen nuestra estructura.

Una vez finalizado el respectivo análisis empleando la simulación en el programa SAP2000, se emplea la opción Desig-Star/Check of structure, la cual nos mostrara el estado de los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos los elementos de nuestra estructura, para enfocarnos en las secciones más críticas del sistema, las mismas que se presentan en una escala de colores, siendo los marcados en rojo los elementos críticos y mostrando los valores, que mientras más cercanos a 1 serán los más críticos en nuestro diseño.

En caso de ser necesario se reforzaran los elementos críticos encontrados en el análisis, cuando el área y el diseño de los paneles lo permitan o se procederá a cambiar de perfil como última opción, optimizando la utilización de las secciones de los perfiles y espesores de los mismos, para reducir en medida de lo posible el peso total de la estructura, pero sin comprometer por ningún motivo la integridad de la estructura, ni la resistencia de la misma, manteniendo así un equilibrio entre resistencia estructural y peso de la estructura.

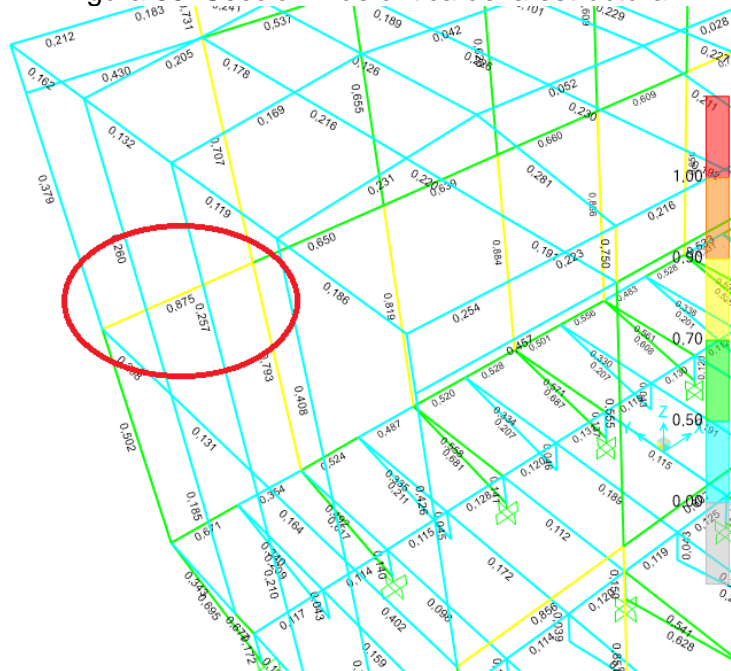
Figura 88. Resultados del análisis de la estructura utilizando SAP2000



Fuente: Autor

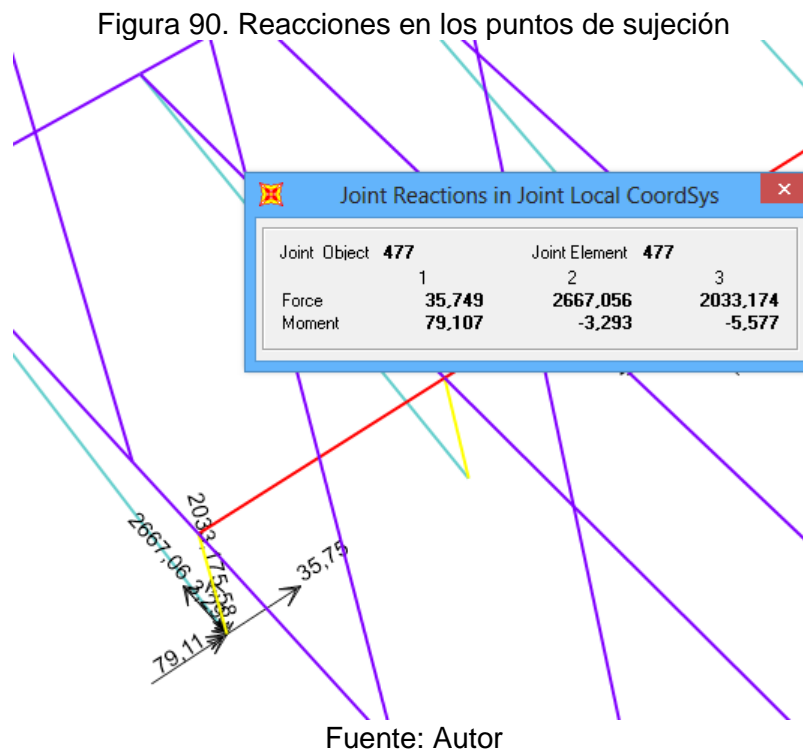
Es importante dejar claro que este diseño satisfactorio ha sido generado de una base de datos que fue elaborada dando preferencia perfiles fabricados en el mercado nacional, evitando requerimientos especiales a la fábrica. En el diseño se encuentra como el valor más bajo en el primer refuerzo lateral izquierdo a media altura del furgón con un valor de 0,875 que se encuentra debajo del límite permitido, lo que nos indica que la estructura trabajara adecuadamente.

Figura 89. Sección más crítica de la estructura



Fuente: Autor

4.12.7 Análisis de reacciones en los puntos de anclaje. Se procede al análisis de las reacciones en los puntos de anclaje, ya que dichos valores no servirán para el diseño de los elementos que sujetaran el furgón al chasis y la selección de los pernos. Una vez que enviamos al programa a analizar nuestro modelo lo buscamos la opción Show Forces/Stresses y escogemos Join, esto nos permitirá ver los resultados de las reacciones en los puntos de nuestro interés.



Al comparar los diferentes puntos y probando todas las combinaciones, se tienen las siguientes fuerza y momentos que se resumen en la tabla 27.

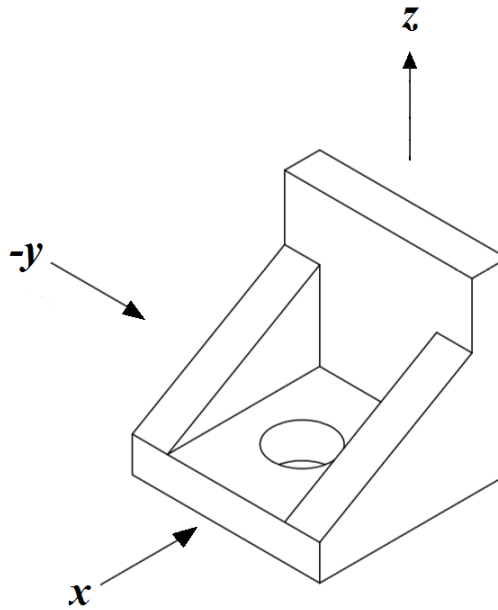
Tabla 27. Valores máximos en los soportes

	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
Fuerza [N]	4 167	-9 753	6 112
Momento [N.m]	1 386	171	418

Fuente: Autor

4.12.8 Diseño de soporte y perno de anclaje. Con los valores obtenidos anteriormente procedemos a diseñar la base que sujetara el furgón al chasis, estos elementos son fundamentales en nuestro diseño, debido a que desempeñan una función vital, ya que evitan que el furgón se deslice durante el transporte. Para esto primero debemos analizar qué tipos de esfuerzos son los que se generan en este elemento debido a las fuerzas y momentos resultantes.

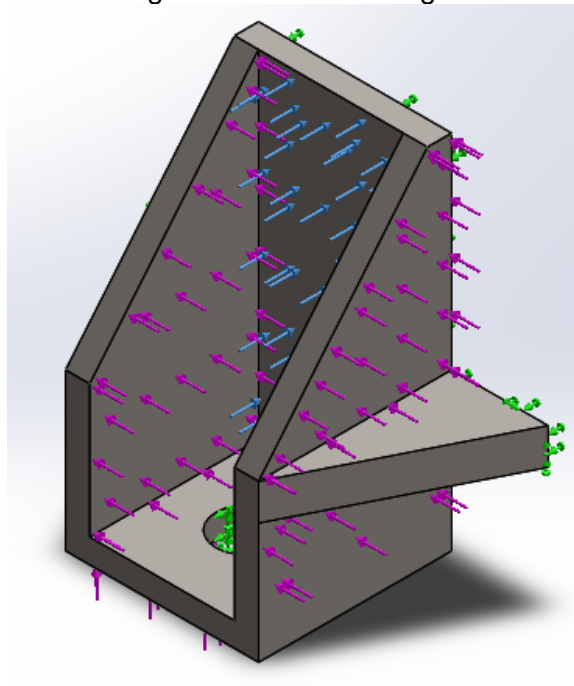
Figura 91. Fuerzas que actúan sobre el soporte



Fuente: Autor

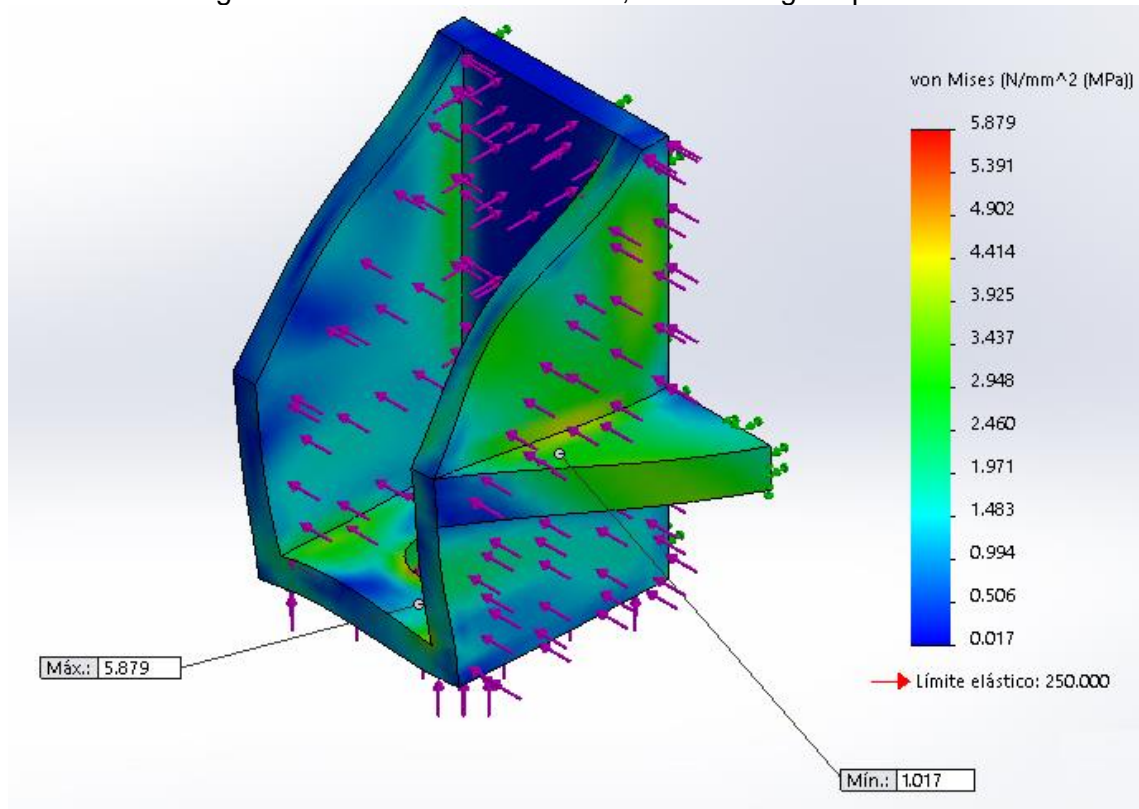
Modelamos nuestro elemento utilizando el software Solid Work, seleccionado como material base para la construcción el acero estructura A36, posteriormente seleccionamos el ancho de la sección a ser empleada, para posteriormente ubicar las cargas críticas que actúan sobre el soporte de la base del furgón, para verificar si los esfuerzos generados en la misma pueden ser soportados por el elemento, y validar el diseño y asegurando que se desempeñara de manera apropiada.

Figura 92. Base del furgón



Fuente: Autor

Figura 93. Tensión de Von Mises, con las cargas aplicadas



Fuente: Autor

Con la ayuda del SolidWorks podemos observar las deformaciones.

Según el criterio de diseño de Von Mises para el diseño estático a una escala de deformación de 1:1 podemos observar la deformación a la que estará expuesta la base y verificamos que se encuentra dentro de los límites aceptables.

CAPITULO V

5. DISEÑO TÉRMICO

5.1 Generalidades

Para mantener la cadena de frío intacta durante el transporte de la carne hacia los diferentes lugares de expedido, es necesario diseñar el sistema de refrigeración tomando en cuenta los siguientes parámetros: temperatura de conservación, humedad relativa, volumen de la cámara frigorífica, carga térmica de conservación, ubicación y tiempo total de entrega.

5.2 Cálculo de la carga térmica

Para el cálculo de la carga térmica del furgón refrigerado debemos determinar la cantidad de calor necesario a ser extraído durante las 4 horas que se desarrollará la carga, transporte y entrega de los canales de res, para lograr generar y mantener en su interior una temperatura de 7 °C con una humedad del 90%.

Principalmente la carga térmica es provista por:

- Paredes, techo, piso y puertas
- Los canales
- Infiltración de aire
- Iluminación
- Equipo
- Personas
- Varios

Según el manual de ASHRAE, las cargas frigoríficas a tomarse en cuenta son:

- Carga de transmisión
- Carga del producto
- Carga por infiltración de aire
- Carga del equipo
- Carga interna

La carga neta de calor se encuentra representada por las cuatro primeras, mismas que se deben sumar a la carga del equipo para obtener la carga frigorífica total, a la cual se deberá aumentar un 10 % de la carga frigorífica total, como factor de seguridad.

5.2.1 Carga de transmisión. Es la cantidad de calor que se genera a través de las paredes del techo, el piso, las paredes y las puertas del furgón. El calor que se obtiene por transmisión depende del tipo de construcción; diferencia de temperatura entre el interior del furgón y el exterior del furgón: el área de la superficie exterior y efecto de la radiación solar sobre las paredes y las puertas.

Para calcular la carga por transmisión se utiliza la ecuación

$$Q_t = U * A * (T_e - T_i) \quad (66)$$

Dónde:

Q_t = es la carga térmica por transmisión [Btu/h]

U = es el coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right]$

A = es la superficie de transferencia de calor [ft^2]

$(T_e - T_i)$ = es la diferencia de temperatura de diseño entre la temperatura del exterior del ambiente y la temperatura interna a la que se transportara los canales [$^\circ F$].

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, para un numero n de paredes utilizaremos la siguiente ecuación.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{k_n} + \frac{1}{h_i}} \quad (67)$$

Dónde:

e_n = espesor de pared

k_n = coeficiente de conductividad Térmica del material $\left[\frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F} \right]$

h_e = coeficiente de transferencia por convección exterior $\left[\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right]$

h_i = coeficiente de transferencia por convección interior $\left[\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right]$

Para realizar los cálculos se tomara la temperatura media máxima de la ciudad de Riobamba que es de 21 °C [<http://es.wikipedia.org/wiki/Riobamba>], adicional se necesita los siguientes datos de las dimensiones de la estructura del furgón, mismos que se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 28.

Detalle	Unidades
Temperatura exterior	21 °C
Temperatura interior (transporte)	7 °C
Dimensiones externas del furgón	Largo 3,3 m, Ancho 1,9 m, Alto 2 m
Área Externa del furgón	15,26 m ²
Dimensiones internas del furgón (tentativo)	Largo 3,2 m, Ancho 1,8 m, Altura 1,9 m
Volumen Interno del furgón	10,94 m ³
Espesor del panel	0,05 m
Espesor recubrimiento interno y externo de acero galvanizado	0,001 m
Humedad relativa exterior	50 %
Humedad relativa interior	90%
Ambiente convectivo externo del furgón	$23 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$
Ambiente convectivo interior del furgón	$5 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

Fuente: (Valenzuela, y otros)

En este capítulo encontraremos la cantidad de calor aportado por las paredes de la cámara, del producto a transportar y aportes varios. Para las paredes utilizaremos un aislante conformado tipo sándwich, como se indica en la figura 94.

Figura 94. Panel aislante conformado tipo sándwich.



Fuente: (METECNO, 2009)

Para ello necesitaré la ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$Q = U * A * (T_e - T_i) \quad (68)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}} \quad (69)$$

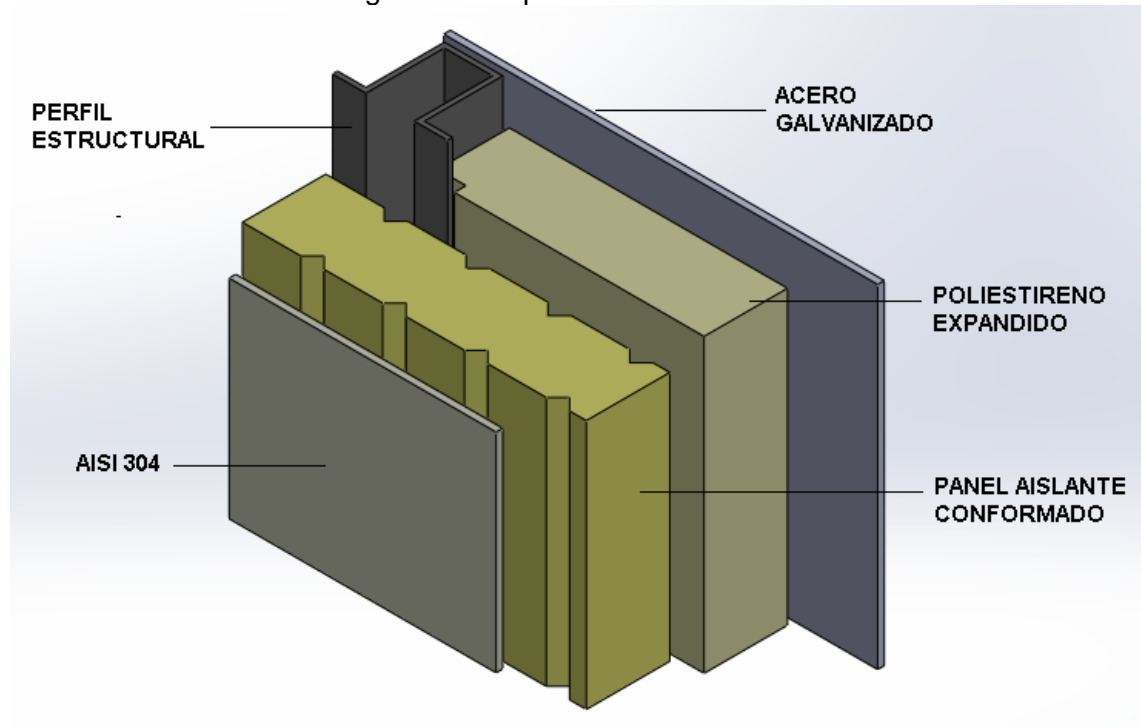
$$h_i = 5 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} ; \quad T_i = 7 \text{ } ^\circ C$$

$$h_e = 23 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} ; \quad T_a = 21 \text{ } ^\circ C$$

La disposición general del circuito térmico se encuentra representado en la figura 95, en el que se detalla los elementos que componen las paredes aislantes del furgón refrigerado, teniendo así desde el exterior hacían el interior de la cámara los siguientes componentes:

- 0,1 cm de plancha de acero galvanizado.
- 5 cm de poliestireno expandido.
- 5 cm de panel aislante conformado.
- 0,1 cm plancha de acero inoxidable AISI 304.

Figura 95. Disposición de materiales



Fuente: Autor

Para calcular el calor aportado por la cámara utilizare espesores comerciales de aislamiento, las especificaciones de este son:

Tabla 29. Características de los paneles aislante tipo sándwich.

CARACTERÍSTICAS

Cara Exterior e Interior:

- > Material: Acero Prepintado Blanco, zincalume y acero inoxidable.
- > Espesor nominal: 0.4 mm., 0.5 mm., 0.6 mm. y 0.8 mm.
- > Acabado chapa inf: Tableado, micro v, liso o gofrado.

Aislante:

- > Material: PUR o PIR
poliuretano inyectado
- > Densidad Nominal: 38 +/- 2 Kgs/m3 + -
- > Espesores nominales: 30, 40, 50, 60, 80, 100, 120 y 150 mm.
- > Largos: Para fabricación de panel en espesores de chapa menores a e= 0,5 mm., el largo máximo del panel es de 8 mts. Espesores de chapa mayor o igual c= 0,5. Largo máximo 12 metros. Otros largos consulta previa depto Técnico. Longitud mínima 2,5 mt. Espesor e= 150 mm., sólo PUR.
- > Avance Util: 1000 mm.



Fuente: (METECNO, 2009)

En la figura 96 se detalla los valores comerciales de los paneles aislantes prefabricados, que para nuestro diseño seleccionamos un espesor comercial de 50 mm de espesor.

Figura 96. Propiedades paneles aislante tipo sandwich



TABLA DE CARGAS ADMISIBLES FRIGOWALL

S mm	K		Peso Kgs/m2												
	Kcal m2 h °C	Watt m2 °C	0,4/0,4	0,5/0,5	P=kgf/m2	60	80	100	120	150	60	80	100	120	150
30	0,56	0,65	8,38	10,09	L =	2,60	2,45	2,30	2,05	1,85	2,25	2,10	1,90	1,80	1,65
40	0,43	0,5	8,78	10,49	L =	3,40	3,20	3,00	2,80	2,50	3,10	2,90	2,70	2,50	2,20
50	0,35	0,41	9,18	10,89	L =	3,90	3,65	3,40	3,10	2,75	3,45	3,20	2,95	2,75	2,40
60	0,29	0,34	9,58	11,29	L =	4,40	4,10	3,75	3,45	3,00	3,80	3,55	3,30	3,00	2,60
80	0,22	0,26	10,38	12,09	L =	5,20	4,65	4,25	3,90	3,35	4,50	4,00	3,70	3,35	2,90
100	0,18	0,21	11,18	12,89	L =	5,80	5,15	4,75	4,30	3,70	4,90	4,45	4,10	3,75	3,20
120	0,15	0,18	11,98	13,69	L =	6,40	5,70	5,25	4,75	4,05	5,50	4,90	4,50	4,10	3,50
150	0,12	0,14	13,18	14,89	L =	7,30	6,50	6,00	5,40	4,75	6,20	5,55	5,10	4,60	3,95

Fuente: (METECNO, 2009)

5.2.1.1 Paredes. El poliestireno expandido se instala entre el aislante comercial prefabricado y la plancha de acero galvanizado ocupando los intersticios de la estructura para mejorar el aislamiento, para realizar el cálculo de la resistencia equivalente se utiliza los valores de conductividad térmica extraídos de Apuntes de Refrigeración (VALENZUELA, 2010). En el interior de la cámara se instalara planchas de acero inoxidable AISI 304 de 1 mm de espesor, de esta forma tenemos:

$$R_1 = \frac{1}{h_e} = \frac{1}{23 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,043 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_2 = \frac{e_1}{K_1} = \frac{1 \text{ mm}}{47 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 2,13 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_3 = \frac{e_2}{K_2} = \frac{5 \text{ cm}}{0,029 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 1,736 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_4 = \frac{e_3}{K_3} = \frac{5 \text{ cm}}{0,0231 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 2,164 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_5 = \frac{e_4}{K_4} = \frac{1 \text{ mm}}{16,3 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 6,135 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_6 = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{5 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,2 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6$$

$$R_{eq} = 0,0435 + 0,0000213 + 1,736 + 2,164 + 0,0000613 + 0,2 \quad (70)$$

$$R_{eq} = 4,14 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{4,14 \frac{K * m^2}{W}}$$

$$U = 0,241 \frac{W}{K * m^2}$$

$$Q = 0,241 \frac{W}{K * m^2} * (3,2 * 1,9) m^2 * (21 - 7) ^\circ C$$

$$Q = 20,54 \quad W = 17,67 \frac{kcal}{h}$$

5.2.1.2 Techo. De igual forma que las paredes de la cámara, se calcula el calor aportado por el techo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{4,141 \frac{K * m^2}{W}}$$

$$U = 0,241 \frac{W}{K * m^2}$$

$$Q = 0,241 \frac{W}{K * m^2} * (3,2 * 1,8) m^2 * (21 - 7) ^\circ C$$

$$Q = 19,43 \quad W = 16,72 \frac{kcal}{h}$$

5.2.1.3 Piso. Para el calor aportado por el piso, se ha escogido una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor, por el desgaste que se producirá por el personal que ingresa a la cámara.

$$R_5 = \frac{e_4}{K_4} = \frac{2 \text{ mm}}{16,3 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 1,2 * 10^{-4} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_{eq} = 0,043 \text{ 5} + 0,000 \text{ 021 3} + 1,736 + 2,164 + 0,000 \text{ 122} + 0,2$$

$$R_{eq} = 4,14 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{4,14 \frac{K * m^2}{W}}$$

$$U = 0,241 \frac{W}{K * m^2}$$

$$Q = 0,241 \frac{W}{K * m^2} * (3,2 * 1,8)m^2 * (21 - 7) ^\circ C$$

$$Q = 19,43 \quad W = 16,72 \frac{kcal}{h}$$

5.2.1.4 Pared frontal. De la misma manera que las paredes y el techo calculamos el calor aportado por la pared frontal, con el área correspondiente a esta:

$$R_1 = \frac{1}{h_e} = \frac{1}{23 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,0435 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_2 = \frac{e_1}{K_1} = \frac{1 \text{ mm}}{47 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 2,13 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_3 = \frac{e_2}{K_2} = \frac{5 \text{ cm}}{0,0288 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 1,736 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_4 = \frac{e_3}{K_3} = \frac{5 \text{ cm}}{0,0231 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 2,164 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_5 = \frac{e_4}{K_4} = \frac{1 \text{ mm}}{16,3 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 6,135 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_6 = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{5 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,2 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6$$

$$R_{eq} = 0,0435 + 0,0000213 + 1,736 + 2,164 + 0,0000613 + 0,2$$

$$R_{eq} = 4,14 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{4,14 \frac{K * m^2}{W}}$$

$$U = 0,241 \frac{W}{K * m^2}$$

$$Q = 0,241 \frac{W}{K * m^2} * (1,8 * 1,9) m^2 * (21 - 7) ^\circ C$$

$$Q = 11,53 W = 9,91 \frac{kcal}{h}$$

5.2.1.5 Puerta. Para este cálculo solo se instalara el aislamiento comercial seleccionado, con sus respectivas planchas internas y externas protectoras, para evitar el incremento del espesor de la puerta.

$$R_1 = \frac{1}{h_e} = \frac{1}{23 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,0435 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_2 = \frac{e_1}{K_1} = \frac{1 mm}{47 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 m}{1000 mm} = 2,13 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_3 = \frac{e_2}{K_2} = \frac{5 cm}{0,029 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 m}{100 cm} = 1,736 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_4 = \frac{e_3}{K_3} = \frac{5 \text{ cm}}{0,023 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 2,164 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_5 = \frac{e_4}{K_4} = \frac{1 \text{ mm}}{16,3 \frac{W}{m * K}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 6,135 * 10^{-5} \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_6 = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{5 \frac{W}{m^2 * K}} = 0,2 \frac{K * m^2}{W}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6$$

$$R_{eq} = 0,0435 + 0,0000213 + 1,736 + 2,164 + 0,0000613 + 0,2$$

$$R_{eq} = 4,14 \frac{K * m^2}{W}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_n}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{4,14 \frac{K * m^2}{W}}$$

$$U = 0,241 \frac{W}{K * m^2}$$

$$Q = 0,241 \frac{W}{K * m^2} * (1,8 * 1,9) m^2 * (21 - 7) ^\circ C$$

$$Q = 11,56 \text{ W} = 9,91 \frac{kcal}{h}$$

Aporte calorífico total externo

Entonces el calor aportado por la cámara será:

$$Q = 2 * Q_{Pared} + Q_{Techo} + Q_{Piso} + Q_{Puerta} + Q_{Frontal} \quad (71)$$

$$Q = 2 * 20,54 \text{ W} + 19,43 \text{ W} + 19,43 \text{ W} + 11,56 \text{ W} + 11,53 \text{ W}$$

$$Q = 103,03 \text{ W}$$

$$Q = 88,65 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

5.2.2 *Calor aportado por el producto.* Para nuestro caso los canales a ser transportados deben ingresar a una temperatura de 7 °C previamente refrigerados.

$$Q_{u1} = c * M * (T_i - T_a) \quad (72)$$

$$T_i = 7 \text{ °C} ; \text{Temperatura Inicial del Producto}$$

$$T_a = 7 \text{ °C} ; \text{Temperatura Inicial del Producto}$$

La Norma FAO nos indica que, para el transporte de este producto debe ingresar y ser almacenada a la misma temperatura.

Por lo tanto el calor aportado por al producto es cero.

$$Q_{u1} = 0$$

5.2.3 *Carga por infiltración de aire.* La carga por renovación del aire en la cámara la calcularemos con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{Aire}} = N * \frac{V_{\text{Camara}}}{V_{\text{aire}}} * (h_a - h_f) \quad (73)$$

N = cambios de aire

V_{Camara} = volumen de la cámara de conservación

V_{aire} = volumen específico del aire

h_a = entalpia del aire del medio

h_f = entalpia del aire dentro de la cámara

A continuación determinaremos las entalpias y volumen específico tanto del aire como la de almacenamiento, para ello utilizaremos el diagrama psicrometrico y estos son:

- Para el aire con $T_{ext} = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una humedad relativa del 90% tenemos:

$$h_a = 66,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$V_a = 1,2 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

- Para el almacenamiento con $T_{int} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una humedad relativa del 90% tenemos:

$$h_f = 26,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Calculamos el número de renovaciones del aire en 24 horas, debido a la apertura de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y el nivel temperatura de la misma.

Debido a que el número máximo de reses en el furgón es 20 unidades y se descargan 2 reses a la vez, entonces el número de renovaciones es:

$$N_{renv} = \frac{20}{2} = 10 \frac{\text{renova}}{\text{dia}}$$

$$Q_{Aire} = 10 \frac{\text{renova}}{\text{dia}} * \frac{10,94 \text{ m}^3}{1,2 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} * (66,17 - 26,96) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}$$

$$Q_{Aire} = 148,94 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$Q_{Aire} = 35,6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

5.2.4 Carga por el equipo. Es preciso conocer la potencia de los motores de los ventiladores, para la determinar el calor desprendido, considerando que por cada hora de funcionamiento el calor desprendido por estos será de $630 \frac{\text{kcal}}{\text{CV}}$ ó $860 \frac{\text{kcal}}{\text{CV}}$ y se lo calcula de la siguiente forma:

$$Q_v = 630 Pe * H \quad (74)$$

Donde:

Pe = potencia unitaria de los motores [CV]

H = número de horas de funcionamiento de los motores

O bien:

$$Q_v = 860 Pe * H \quad (75)$$

Donde:

Pe = potencia unitaria de los motores [kW]

H = número de horas de funcionamiento de los motores

Debido a que Pe y H no son conocidos, por lo tanto en práctica a priori se opta por dar un valor aproximado a la carga térmica aportada por el equipo de refrigeración, que se encuentra en función del volumen de la cámara y del calor desprendido por los ventiladores.

$$Q_v = V_{ol} * Q_{dv} \quad (76)$$

Donde:

V_{ol} = volumen de la cámara.

Q_{dv} = calor desprendido por los ventiladores

Se suele dar un aproximado de $Q_{dv} = 10 \frac{kcal}{m^3 * día}$

$$Q_v = 10,94 m^3 * 10 \frac{kcal}{m^3 * día} * \frac{1 día}{24 h}$$

$$Q_v = 4,56 \frac{kcal}{h}$$

5.2.5 Cálculos de aportes varios. En esta parte se hace referencia a los calores aportados por la renovación del aire, por los ventiladores, el personal que ingresa a la cámara y por la iluminación de la cámara, todos estos valores deberán ser calculados independientemente, y luego se sumaran para determinar cuál es la carga térmica total de aportes varios.

5.2.5.1 Aportes del personal que labora en la cámara. En este caso una sola persona es la que realizara el trabajo dentro de la cámara diariamente y este calor lo se obtendrá utilizando la tabla 30.

Tabla 30. Calor aportado por persona

Temperatura de la cámara [°C]	Potencia liberada por Persona [W]	Potencia liberada por persona [kcal/h]
10	210	180
5	240	206
0	270	232
-5	300	258
-10	330	283
-15	360	309
-20	390	335
-25	420	362

Fuente: (DEVESA, y otros)

Como sabemos que la temperatura en la cámara es de 7°C, procedemos a interpolar la potencia liberada por las personas a dicha temperatura, y su valor es:

$$CP = 195,6 \frac{kcal}{h}$$

Asumiremos para el cálculo que la persona labora en la cámara un tiempo de 3 h/día, entonces:

$$Q_p = N_p * CP * t \quad (77)$$

Donde:

N_p = número de personas que trabajan dentro de la cámara

CP = calor corporal de la persona

t = tiempo de permanencia de la persona dentro de la cámara en un día

$$Q_p = 1 \text{ persona} * 195,6 \frac{kcal}{h} * \frac{3h}{día} * \frac{1 \text{ día}}{24 h}$$

$$Q_p = 24,45 \frac{kcal}{h}$$

5.2.5.2 Aporte calorífico por iluminación. Depende del nivel lumínico proyectado en la cámara y del tiempo de utilización. Por lo general el nivel lumínico es de $1 - 10 \frac{W}{m^2}$. Con este dato y el área del techo de la cámara calcularemos la potencia instalada en las luminarias:

$$A_{techo} = 1,8 m * 3,2 m = 5,76 m^2$$

La potencia por iluminación será:

$$P_i = A_{techo} * 10 \frac{W}{m^2}$$

$$P_i = 5,76 m^2 * 10 \frac{W}{m^2} = 57,6 W = 0,0576 kW$$

Con la siguiente ecuación, calcularemos las necesidades de luminarias:

$$Q_{ilum} = 860 * P_i * t_i \quad (78)$$

Donde:

P_i = potencia de las luminarias en kW

t_i = tiempo de permanencia que están prendido los focos.

Asumiremos que el tiempo que están encendidas las luces, es el mismo que la persona se encuentra dentro de la cámara

$$Q_{ilum} = 860 * 0,0576 kW * \frac{3h}{día} * \frac{1 día}{24 h}$$

$$Q_{ilum} = 6,19 \frac{kcal}{h}$$

5.2.6 Calculo del calor total. Para este cálculo se sumaran todos los aportes de calor obtenidos en las secciones anteriores:

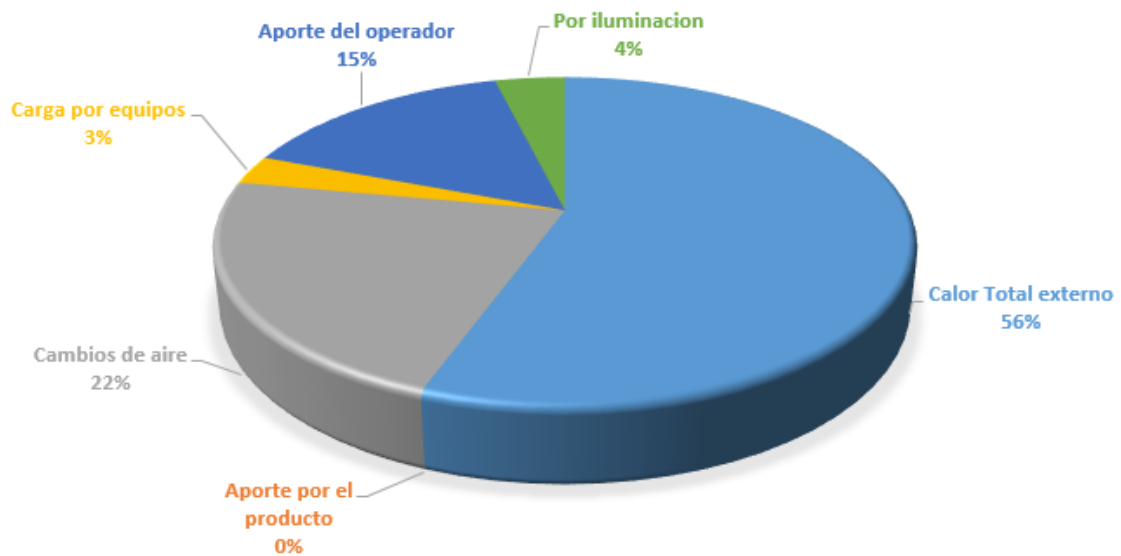
$$Q_R = Q + Q_{Aire} + Q_v + Q_p + Q_{ilum} \quad (79)$$

$$Q_R = 88,65 \frac{kcal}{h} + 35,6 \frac{kcal}{h} + 4,56 \frac{kcal}{h} + 24,45 \frac{kcal}{h} + 6,19 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_R = 159,45 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_R = 632,3 \frac{BTU}{h}$$

Figura 97. Resumen de cargas térmicas
CARGA TERMICA TOTAL



Fuente: Autor

Con este valor de calor aportado en el sistema, seleccionamos el equipo de refrigeración necesario para la conservar los canales de res a 7 °C durante su transporte y entrega a los distintos centros de comercialización de la ciudad de Riobamba.

En el mercado nacional existen gran variedad de unidades refrigeradoras para transporte de mercaderías perecederas vía terrestre, entre las más reconocidas tenemos:

- Thermal Master
- Thermo King

Estas estas unidades tiene incluidos todos los elementos que componen el sistema de refrigeración, también cabe recalcar que los proveedores nacionales proveen un kit de instalación y su personal técnico es quien realiza el montaje.

Este tipo de equipos el compresor funciona principalmente de modo eléctrico o mediante un sistema de bandas y polea instaladas junto al motor del vehículo, que proveen la energía necesaria para generar el proceso de refrigeración por compresión que controlara la temperatura en el interior de la cámara del camión.

En equipos con requerimientos de trabajo pesado, un pequeño motor de combustión interna es instalado junto al equipo el cual hace funcionar al compresor, mismo que se conectado a una cañería auxiliar al compartimento de combustible del vehículo.

Figura 98. Principales componentes THERMO KING T-500R



Fuente: <http://europe.thermoking.com/tseries/es/t-500r.html>

- 1.- Compresor
- 2.- Motor
- 3.- Evaporador
- 4.- Base
- 5.- Condensador
- 6.- Carcasa

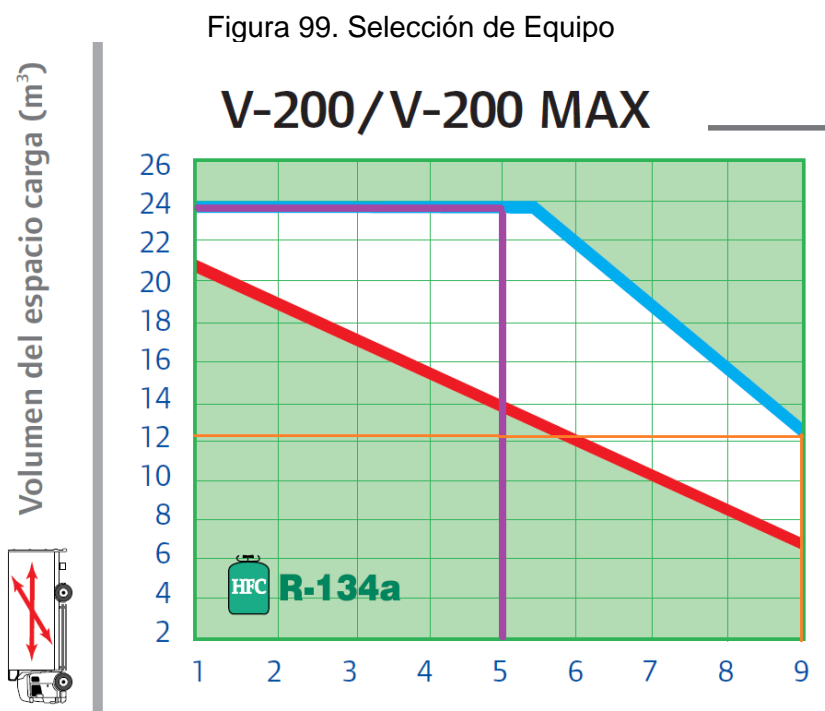
Cabe indicar que en estos equipos se encuentran incluidos elementos y accesorios fundamentales tales como:

- Válvula de expansión termostática
- Bandas
- Poleas
- Controlador
- Kit de instalación

Estos son elementos muy importantes en la selección de un sistema refrigerado, debido a que son quienes controlan el ciclo de refrigeración, una vez seleccionado el equipo se detallara cada uno de estos elementos así como sus características de funcionamiento y su desempeño.

5.3 Selección del equipo de Refrigeración

Para la selección del equipo optaremos por un equipo de la marca Thermo King, utilizaremos en primer lugar las tablas de selección rápida que proporciona el fabricante, para realizar una selección inicial, una vez preseleccionado nuestro equipo, se comprobara si el equipo seleccionado satisface los requerimientos para el transporte del producto. (Anexo G)









Fuente: (THERMO KING, 2006)

En esta grafica nos indica que, para una temperatura ambiente de hasta 30 °C, para una cámara de producto refrigerado y con 5 aperturas de puertas por cada hora durante el reparto de los canales, la unidad V-200 resulta apropiada para vehículos de carga refrigerada de hasta 24 m³, pudiendo aumentar las aperturas de puertas hasta 9 por hora siguiendo dentro del rango de nuestro vehículo.

Una vez seleccionado la serie, se definirá el modelo de la gama de serie V, así como el tipo de refrigerante con el que trabajar la unidad.

Figura 100. Gama Serie V

	 Refrigerante	 Plataforma pequeña	 Plataforma grande	 Funcionamiento eléctrico	 Bitemperatura	 Calefacción
V-200 10	R-134a	✓	—	—	—	—
V-200 MAX 10	R-404A	✓	—	—	—	—
V-200 20	R-134a	—	✓	✓	—	—
V-200 MAX 20	R-404A	—	✓	✓	—	—
V-200 MAX 30	R-404A	✓	—	—	—	✓
V-200 MAX 50	R-404A	—	✓	✓	—	✓
V-200 MAX TC 10	R-404A	✓	—	—	✓	—
V-200 MAX TC 20	R-404A	—	✓	✓	✓	—
V-200 MAX TC 30	R-404A	✓	—	—	✓	✓
V-200 MAX TC 50	R-404A	—	✓	✓	✓	✓

Fuente: (THERMO KING, 2006)

Para la serie V-200 con un refrigerante R-134a tenemos el modelo V-200 20, que nos detalla que es de plataforma grande y su funcionamiento es eléctrico. Este modelo tiene una capacidad de 5 930 BTU/h.

5.3.1 Refrigerante. El refrigerante que utiliza el equipo es el R-134a mismo que se encuentra libre de cloro lo que evita la reducción del ozono, se detalla la capacidad frigorífica del refrigerante utilizado en este modelo en la figura 101.

Figura 101. Capacidad de refrigeración R-134a

CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN

Temp. ambiente de 100°F, norma de EE.UU.

Capacidad neta de enfriado del sistema a una temperatura ambiente de 100°F (38°C) y compresor a 2400 rpm.

V-200 (Refrigerante HFC R-134a)

Aire de retorno / En el camino	BTU/hr	Vatios
35°F (2°C)	5930	1740
0°F (-18°C)	3410	1000

Reserva eléctrica 60Hz

35°F (2°C)	4700	1380
0°F (-18°C)	2120	622

V-200 MAX (Refrigerante HFC R-404A)

Aire de retorno / En el camino	BTU/hr	Vatios
35°F (2°C)	7160	2100
0°F (-18°C)	4775	1400
-20°F (-29°C)	3170	930

Reserva eléctrica 60Hz

35°F (2°C)	5250	1540
0°F (-18°C)	3410	1000
-20°F (-29°C)	2265	665

Temp. ambiente de 30°C, norma Europea.

Capacidad neta de enfriado del sistema bajo condiciones ATP, incluyendo temp. ambiente de 30°C (86°F).

V-200 (Refrigerante HFC R-134a)

Aire de retorno / En el camino	Vatios	BTU/hr
0°C (32°F)	2205	7530
-20°C (-4°F)	1055	3605

Reserva eléctrica 50Hz

0°C (32°F)	1750	5970
-20°C (-4°F)	655	2228

V-200 MAX (Refrigerante HFC R-404A)

Aire de retorno / En el camino	Vatios	BTU/hr
0°C (32°F)	2650	9050
-20°C (-4°F)	1480	5055
-25°C (-13°F)	1190	4065

Reserva eléctrica 50Hz

0°C (32°F)	1945	6645
-20°C (-4°F)	1055	3605
-25°C (-13°F)	840	2870

Fuente: (THERMO KING, 2006)

Este refrigerante se encuentra ampliamente utilizado en la industria de aire acondicionado y refrigeración de nuestro país, debido a sus ventajas y costo, lo que permitirá una mantenibilidad alta para la unidad.

5.3.2 Dimensiones del equipo de refrigeración. Las demisiones del modelo V-200 se detallan en la figura 102, las medidas del evaporador nos indicaran cuales son los cuanto reducirá el espacio en el interior de la cámara y la disposición del mismo.

Figura 102. Dimensiones del condensador y evaporador

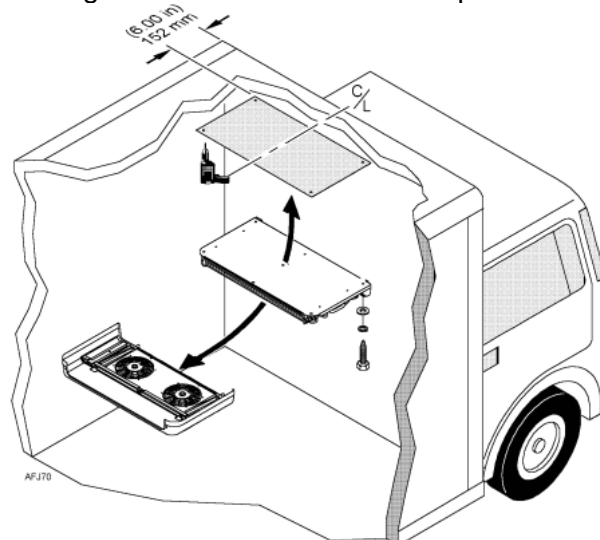


Fuente: (THERMO KING, 2006)

Las aplicaciones principales para este equipo son: camionetas, furgonetas, camiones pequeños y camiones medianos como en nuestro caso de análisis.

5.3.3 Evaporador. El evaporador del equipo es el ES200, este debe ser instalado en la parte interna de la cámara para que mediante sus dos ventiladores entreguen aire frio, mismo que controlara la temperatura durante el transporte, el rendimiento para este modelo es de 1 040 m³/h de caudal de aire.

Figura 103. Instalación del evaporador

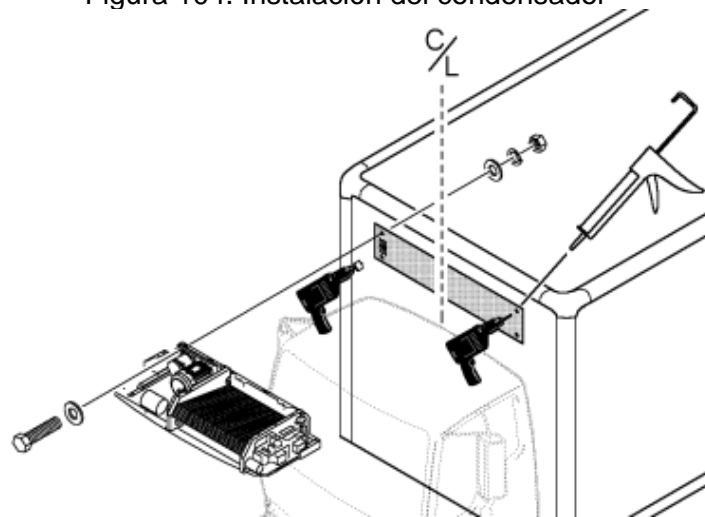


Fuente: (THERMO KING, 2008)

La ubicación de este es muy importante, ya que este será quien provea el aire de manera uniforme para mantener fría la carga, proyectando su flujo sobre los canales.

5.3.4 *Condensador.* se instala sobre la cabina del camión ya que es el encargado de disipar el calor, esto implica que debe tener un flujo constante de aire, para otros modelos el condensador puede ser instalado sobre el furgón, en el modelo V-200 el condensador su diseño aerodinámico permite minimizar la resistencia de aire sobre el vehículo, en la instalación es de suma importancia comprobar que el equipo no interfiera con el movimiento de la cabina cuando esta sea levantada para realizar el mantenimiento propio del vehículo y también se debe cerciorar que la pared del furgón soporte el peso del mismo, en la figura 104 se detalla la instalación del condensador.

Figura 104. Instalación del condensador



Fuente: (THERMO KING, 2008)

5.3.5 *Compresor.* Este se instala en una base al back de motor del vehículo y es accionado por bandas mediante una polea balanceada para el cigüeñal y una polea excéntrica para templar la banda, la instalación se detalla en la figura 105.

Las características del compresor se detallan a continuación en la tabla 30.

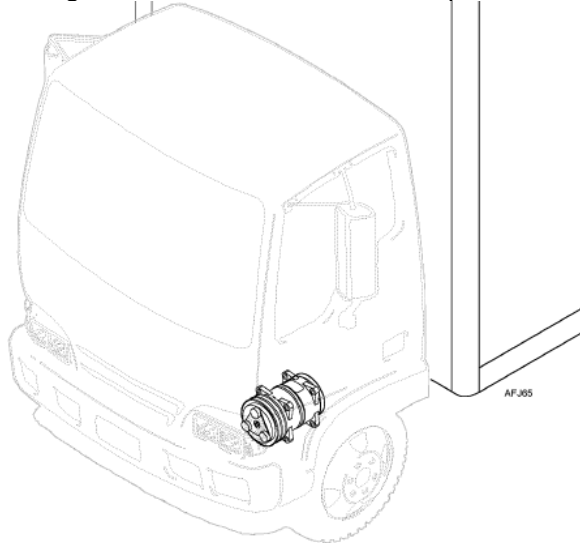
Tabla 31. Características del compresor Thermo King serie V-200

Serie V-200

- Número de cilindros: 6
- Cilindrada: 131 cm³ (8 pulg. cúb.)
- Velocidad máxima recomendada: 3.000 r.p.m.
- Sistemas Jet Lube™ de lubricación y Jet Cool™ de refrigeración del compresor (en unidades MAX)

Fuente: Catalogo Thermo King

Figura 105. Instalación del compresor



Fuente: (THERMO KING, 2008)

5.3.6 Cañerías. En el kit de instalación se incluyen todo los componentes para realizar el armado de las cañerías, esto incluye: mangueras, niples y abrazaderas. Estas conexiones deben ser realizadas por personal técnico calificado para evitar cualquier tipo de daño en las mangueras, como: abrasiones, cortes irregulares o dobleces, que perjudicarían enormemente el rendimiento del sistema por obstrucciones o fugas del refrigerante.

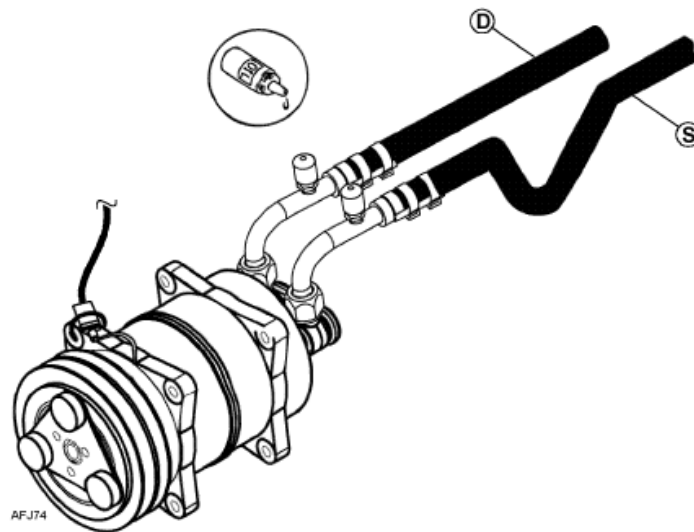
Figura 106. Armado correcto de la cañería



Fuente: (THERMO KING, 2008)

Una vez elaboradas he instaladas las cañerías de succión y descarga para el refrigerante R-134a, se debe tomar en consideración que las cañerías no deben interferir con los sistemas propios del vehículo, ni tampoco estar en contacto con las superficies calientes del motor, para proteger las cañerías de golpes de la cabina del conductor y de la alta temperatura generada por el motor de combustión interna del vehículo, se instalan con una cubierta exterior que protege la integridad mecánica y térmica de las mismas. Adicional se debe instalar una trampa de aceite en la manguera de succión del compresor, para evitar que el aceite contamine al refrigerante y genere daños en el sistema de refrigeración.

Figura 107. Instalación de las cañerías de succión y descarga del compresor



Fuente: (THERMO KING, 2008)

5.3.7 *Controlador.* Este se instala en el interior de la cabina del conductor, el controlador Direc Smat Reefer viene incluido en los equipos de la serie V-200, mediante unos sensores instalados en las puertas, se controla el encendido y el apagado de la unidad durante apertura de la puertas durante el embarque o desembarque de los canales de res, y es en donde se ingresara el set-point para controlar la temperatura interna de la cámara durante el reparto de la carga.

Figura 108. Controlador de cabina Direc Smat Reefer



Fuente: Catalogo Thermo King

5.3.8 *Cañería de desagüe.* debido a que se forma escarcha en el evaporador durante el proceso de refrigeración, la unidad V-200 realiza el descarche automáticamente, pero los residuos deben ser expulsados hacia el exterior mediante la cañería de desagüe para evitar que esta contamine la carga, se debe asegurar que el descarche se lo realice correctamente, debido a que la escarcha que se genera alrededor del evaporador actúa como una resistencia, lo que evita que la carne se conserve a la temperatura requerida y aumente el consumo de combustible.

CAPITULO VI

6. COSTO

6.1 Análisis económico

Para realizar el análisis económico para la construcción de la cámara frigorífica a ser montada sobre las plataformas de los camiones de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL” de la ciudad de Riobamba, debemos tomar en cuenta dos puntos importantes como son: los costos de construcción de la parte estructural, y los costos para la parte térmica de la cámara, los gastos que se deben realizar y la inversión que se necesita para completar la cámara frigorífica se detallara a continuación.

6.2 Costos para la construcción de la estructura de la cámara

6.2.1 Costos directos de los materiales. Los costos directos son los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizadas y transporte, es decir gastos necesarios y primordiales para poder realizar el proyecto y son los que a continuación se detalla:

Tabla 32. Costos directos para la construcción de la cámara frigorífica

Denominación	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario [USD]	Costo [USD]
Perfil omega	ASTM A36 35x50x20x3	6 m	30	11,35	340,5
Perfil G	ASTM A36 80x40x15x2	6 m	3	12	36
Perfil U	ASTM A36 150x50x4	6 m	2	32,14	64,28
Tubo cuadrado	ASTM A36 20x3	6 m	1	9,47	9,47
Tubo cuadrado	ASTM A36 50x2	6 m	3	13,31	39,93
Angulo	ASTM A36 40x3	6 m	5	11,94	59,7
Plancha corrugada	ASTM A36-ST 37.2 e=3	1 220x2 440 mm	1	77,52	77,52
Plancha acero	ASTM A569 e=3	1 220x2 440 mm	3	292	876
Plancha acero galvanizado	ASTM A653 e=2	1 220x2 440 mm	11	44,92	494,12

Tabla 32. (Continuación)

Plancha de acero inoxidable	AISI 304 e=1	1 220x2 440 mm	11	106,54	1 172
Plancha de acero inoxidable	AISI 304 e=2	1 220x2 440 mm	3	200,88	602,6
Platina	ASTM A36 50x4	6 m	1	11,45	11,45
Platina	ASTM A36 150x15	6 m	1	32,45	32,45
Perno de expansión	M 5x0,8	unidad	12	0,5	6
Rodela de presión	M5	unidad	12	0,09	1,08
Rodela plana	M5	unidad	12	0,08	0,96
Perno de anclaje	6" x 1"	unidad	6	9,6	57,6
Rodela de presión	1"	unidad	6	1,35	8,1
Rodela plana	1"	unidad	12	1,05	12,6
Bisagras		unidad	4	5,6	22,4
Tubo redondo	ASTM A53 1 1/4"	6 m	1	16,8	16,8
Electrodos	AGA 6010	5 Kg	4	22,5	90
Pintura	Fondo	1 gal	5	12,7	63,5
Pintura	Esmalte anticorrosivo	1 gal	5	15,4	77
Thinner	Diluyente	1 gal	6	10	60
Remaches	3/16" x 5/8"	caja	4	10	40
Sub total					4 272

Fuente: Autor

6.2.1.1 Costo de construcción. Describe todos los gastos tanto del personal profesional y así como de la mano de obra que se necesita para la construcción y montaje del furgón frigorífico, es decir las personas de los talleres mecánicos que se involucraron con los trabajos. Para determinar este costo debemos determinar los salarios mínimos de todos los trabajadores por lo cual se detalla a continuación en la tabla 33.

Tabla 33. Mano de obra

Descripción	Salario real/hora [USD]	Horas/hombre [h]	Costo [USD]
Soldador	3,5	32	112
Ayudantes en general	3,48	60	208,8
Maestro mecánico	3,5	32	112
Ayudante mecánico	3,5	32	112
Sub total			544,8

Fuente: Autor

6.2.1.2 Equipos y herramientas. En este tema tomaremos los costos que se tendrán en cuanto a los diversos equipos y las maquinaria que se utilizaran para la construcción, equipos de los cuales que por el uso que se les da tienden a desgastarse, romperse, dañarse, etc. estos equipo y herramientas son necesarios para la construcción, acabado y montaje del furgón frigorífico los costos de estos equipos y maquinarias se detallan a continuación en la tabla 34:

Tabla 34. Equipos y herramientas menores

Descripción	Costo/hora [USD]	Horas del equipo [h]	Costo [USD]
Cortadora	4,5	3,8	17,1
Soldadora arco eléctrico	1,54	10,65	16,40
Sierra manual	1,75	5	8,75
Flexómetro	0,8	3,4	2,72
Calibrador pie de rey	0,9	2,7	2,43
Escuadra	0,85	3,85	3,27
Taladro manual	1,31	3,2	4,19
Amoladora	1,2	4	4,8
Torcometro	1,08	4	4,32
Dobladora	2,1	6	12,6
Gato hidráulico	1,08	6	6,48
Remachadora	0,9	6	5,4
Esmeril	1,08	7	7,56
Herramientas menores	1,08	33	35,64
Compresor	1,25	6	7,5
Otros equipos			100
Sub total			239,17

Fuente: Autor

6.2.1.3 Costos por transporte. Se toma en cuenta el costo realizado por el transporte de los materiales, equipos y personal para que se pueda construir la cámara, es decir se tomara en cuenta el consumo de combustible por las diferentes distancias desde el sitio de construcción hacia el destino de compra de materiales.

La construcción del equipo es en la ciudad de Riobamba, los materiales y equipos se los puede encontrar con facilidad se toma como referencia que se gastara aproximadamente 100 dólares americanos, en el caso de la instalación del equipo de refrigeración se toma en consideración el combustible y los peajes hasta la ciudad de Quito, que son aproximadamente 48 dólares americanos.

6.2.1.4 Costo del equipo de refrigeración y aislante. Se solicitó una cotización del equipo a una empresa nacional, la misma que incluye el kit de instalación, el costo del equipo directo y adicional viene incluido la instalación del mismo dando como total 3 200 dólares americanos.

El aislamiento térmico, presenta también un costo significativo en el desarrollo de este proyecto, debido a que será este quien evite el intercambio de energía entre el interior de cámara con el ambiente exterior, adicional a esto se debe colocar cortinas térmicas que restringirán el ingreso del aire durante la descarga.

Tabla 35. Costos equipos de refrigeración y aislante

Denominación	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario [USD]	Costo [USD]
Thermo King	V-200	u	1	3 200	3 200
Panel ISOPOL	Lamina poliestireno expandido e=50	m ²	28	12	336
Panel ISOPUR	Panel conformado e=50	m ²	22	32,14	707,08
Panel ISOPUR	Panel conformado e=100	m ²	6	60,26	361,56
Cortinas térmicas	PVC 200x2 mm	m	18	9	162
Sub total					4 766,6

Fuente: Autor

6.2.1.5 Costos total directo. Es el costo total directo para la fabricación del sistema de refrigeración se representa en la siguiente tabla 36.

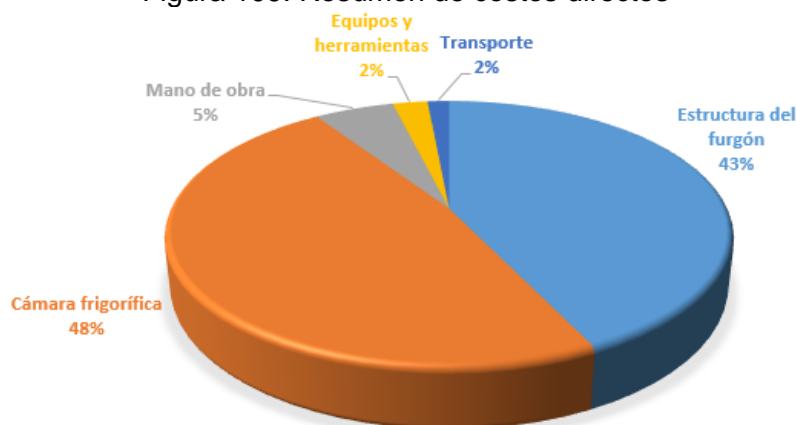
Tabla 36.Costo total directo

Descripción	Costo [USD]
Estructura del furgón	4 272,04
Cámara frigorífica	4 766,64
Mano de obra	5 44.,80
Equipos y herramientas	2 39,17
Transporte	148
Total	9 970,65

Fuente: Autor

En la figura 109 se presenta el resumen de los costos indirectos para la construcción del furgón refrigerado.

Figura 109. Resumen de costos directos



Fuente: Autor

6.2.2 Costos indirectos. Los costos indirectos de la construcción de la cámara frigorífica, se toma en cuenta los gastos que no son identificados relacionándose de forma indirecta con el proyecto en los que intervienen, los costos ingenieriles, los cual tiene un agregado que está involucrado con la supervisión, diseño, construcción e imprevistos que se presentan, estos costos se representan el 25% del costo total.

Tabla 37. Costos indirectos

Costos ingenieriles	Precio unitario [USD]	Costo [USD]
25 % del costo total directo	9 970,65	2 492,66
Total		2 492,66

Fuente: Autor

6.3 Costos totales

Los costos totales para la construcción de la cámara frigorífica será el resultado de sumar los costos directos y los costos indirectos; los precios adquiridos en los diferentes costos ya se encuentra incluido el valor del IVA que es el 12%, siendo así el costo total se representa en la tabla 38.

Tabla 38. Costos totales

Costos	Costo [UDS]
Costos directos	9 970,65
Costos indirectos	2 492,66
Total	12 463,31

Fuente: Autor

El costo total para la construcción de la cámara sería de 12 463,31 [USD] (doce mil cuatrocientos sesenta y cuatro dólares americanos con 31 centavos).

6.4 Rentabilidad del equipo

6.4.1 Depreciación. Para el análisis se emplea el método de depreciación de la línea recta, que es el más sencillo y ampliamente utilizado en las empresas y se calcula de la siguiente manera:

$$D_{anual} = \frac{V_{inicial} - V_{salvamento}}{n} \quad (80)$$

Dónde:

D_{anual} = depreciación anual [USD]

$V_{inicial}$ = valor de costo inicial [USD]

$V_{salvamento}$ = valor de salvamento [USD]

n = tiempo de depreciación en 10 años.

6.4.2 Valor de salvamento. En las maquinas se considera una vida útil de las mismas de 10 años y para estas se presenta una valor de depreciación del 10% anual, durante su vida se reducirá a una décima parte su valor inicial, siendo la diferencia el valor de salvamento del equipo.

En nuestro caso el equipo V-200 se encuentra fabricado bajo norma internacional ISO 9001-2000, esto le permite al proveedor garantizar la vida útil del equipo por más de 15 años.

$$V_{salvamento} = V_{inicial} - \frac{V_{inicial} * n}{N} \quad (81)$$

Dónde

$V_{salvamento}$ = valor de salvamento [USD]

$V_{inicial}$ = valor de costo inicial [USD]

n = tiempo de vida útil 10 años.

N = tiempo de depreciación en 15 años.

$$V_{\text{salvamento}} = 12\,464 \text{ USD} - \frac{12\,464 \text{ USD} * 10 \text{ años}}{15 \text{ años}}$$

$$V_{\text{salvamento}} = 4\,154,4 \text{ USD}$$

El valor de salvamento luego de 10 años será de 4 154,4 USD.

Este valor reemplazamos en la ecuación 80 y obtenemos:

$$D_{\text{anual}} = \frac{12\,463,31 \text{ USD} - 4\,154,4 \text{ USD}}{10 \text{ años}}$$

$$D_{\text{anual}} = 830,89 \text{ USD/año}$$

La depreciación anual del furgón refrigerado es de 830,89 USD por cada año, en la tabla 39 en la que se detalla la depreciación que a lo largo de los 10 años del equipo que realizará el reparto de las reses faenadas en la ciudad de Riobamba.

Tabla 39. Depreciación anual furgón frigorífico

Tiempo[año]	Depreciación anual [USD]
1	11 632,42
2	10 801,53
3	9 970,65
4	9 139,76
5	8 308,87
6	7 477,98
7	6 647,10
8	5 816,21
9	4 985,32
10	4 154,44

Fuente: Autor

6.4.3 Determinación del beneficio de transporte. Para esto se realiza un cálculo de los ingresos mensuales de una de las unidades, debido a que actualmente el costo de transporte de una res faenada es de 1,5 dólares americanos y a que la inversión en la nueva cámara frigorífica representa una importante capital, deberemos proyectarnos para realizar un incremento en el costo de transporte de cada res faenada, para este fin se analizan 3 posibles escenarios que se detallan en la tabla 40.

Tabla 40. Ingreso actual y proyecciones de ingresos

Detalle	Costo por canal [USD]	Canales [unidad]	Ingreso mensual [USD]	Ingreso anual [USD]
Actual	1,5	20	600	7 200
Proyección 1	2	20	800	9 600
Proyección 2	2,5	20	1 000	12 000
Proyección 3	3	20	1 200	14 400

Fuente: Autor

Para determinar los egresos, colocaremos los gastos mensuales por mantenimiento del vehículo, mantenimiento del equipo de refrigeración, combustible utilizado y el sueldo del chofer.

Tabla 41. Egresos socios de la cooperativa de transporte “EL CAMAL”

Descripción	Egreso mensual [USD]	Egreso anual [USD]
Diésel	140	1 680
Mantenimiento del vehículo	210,5	2 526
Mantenimiento del equipo	28	336
Matricula	4,5	54
Sueldo	544,94	6 539,28
Total		1 1135,28

Fuente: Autor

6.4.4 *Valor actual neto (VAN).* Se evalúa el VAN para un periodo de 10 años que es el tiempo de vida útil estimado para el proyecto y este se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{FNC \ i}{(1+k)^i} - I \quad (82)$$

Dónde:

VAN = valor actual neto [USD]

FNC = flujo neto efectivo [USD]

k = tipo de interés

I = inversión neta

n = tiempo en años

El valor de k representa la tasa de interés pasiva, el banco central del Ecuador fija una tasa del 5,55% en el mes de agosto del 2015, al cual se deberá sumar un 4,45% como margen de seguridad debido al flujo de caja, utilizando Excel obtendremos el valor del VAN para distintas tasas de interés, para es necesario conocer el flujo neto efectivo.

Tabla 42. Flujos de caja proyectados para 10 años

Descripción	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	-	Año 10
	2015	2016	2017	2018	2019	-	2025
Inversión inicial	-12 463					-	
Egresos		-11 135	-11 135	-11 135	-11 135	-	-11 135
Depreciación		-831	-831	-831	-831	-	-831
Ingresos		14 400	14 400	14 400	14 400	-	14 400
Valor de salvamento						-	4 154
Flujo neto efectivo	-12 463	2 434	2 434	2 434	2 434	-	6 588

Fuente: Autor

Tabla 43. Valor actual neto

Tasa de interés [%]	VAN[USD]
5,0	8 457,68
5,55	7 824,48
6,5	6 804,02
8,0	5 363,16
10,0	3 721,14
12,5	2 036,25
14,0	1 186,39
15,5	437,76
17,0	22 288

Fuente: Autor

El valor actual neto para una tasa de interés pasiva de 5,55% es 7 824,48 USD.

El valor actual neto para una tasa de interés pasiva de 10,2% es 3 572,41 USD.

6.4.5 Tasa interna de retorno (TIR). La TIR por definición tiende a forzar a él VAN a 0, esta es la tasa de interés por medio de la cual se utiliza como criterio para la aceptación o rechazo de un proyecto, a mayor TIR mayor rentabilidad.

$$TIR = i\% + \Delta i\% \left(\frac{VAN^+}{VAN^+ - VAN^-} \right) \quad (83)$$

Dónde

TIR = porcentaje de la tasa interna de retorno

$\Delta i\%$ = variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa

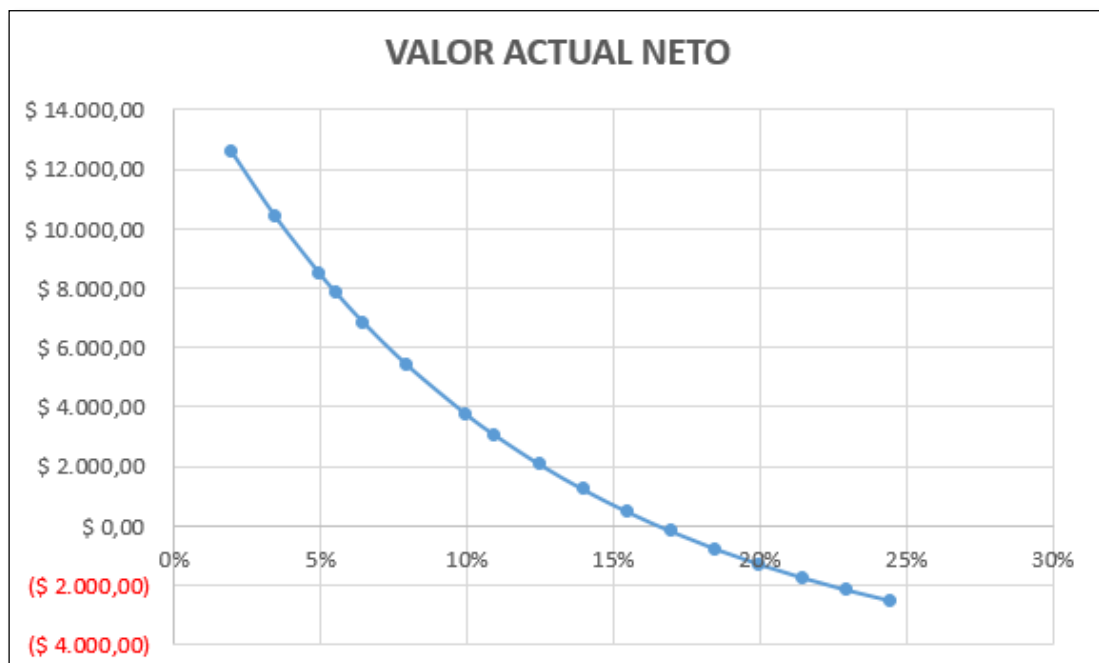
VAN^+ = valor Actual neto de la cantidad positiva

$i\%$ = porcentaje último de la variación de cantidades

VAN^- = valor actual neto de la cantidad negativa

Utilizando los valores de la tabla 43, graficamos en Excel la tendencia del VAN, y verificamos su tendencia, con la ayuda de este valor se utilizara el criterio de aceptación o rechazo del proyecto.

Figura 110. Tendencia del VAN



Fuente: Autor

Con la ayuda de Excel calculamos el valor de la misma, dando como resultado 16%.

Al comparar la TIR con el interés pasivo efectivo vigente emitido por el banco central para agosto del 2015 de 5,55% tenemos las siguientes alternativas:

- Si $TIR < \%$ interés pasivo efectivo vigente el proyecto no es aconsejable.
- Si $TIR = \%$ interés pasivo efectivo vigente el proyecto es indiferente.
- Si $TIR > \%$ interés pasivo efectivo vigente el proyecto es aconsejable.

Para nuestro caso:

$$TIR = 16 \%$$

$$i\% = 10 \%$$

6.5 Análisis de resultados

Al obtener el valor del VAN mayor que 0, el proyecto se acepta, es decir que los socios de la cooperativa de transporte “EL CAMAL” obtendrá un rendimiento mayor que el costo de oportunidad del capital y por lo tanto conviene al proyecto en factible, cabe recalcar que estos valores son obtenidos asumiendo una elevación en el costo final de transporte de por canal del 100%.

CAPITULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Con el presente proyecto se contribuye con el desarrollo tecnológico de las unidades de transporte de los socios de la cooperativa de transporte de cárnicos “EL CAMAL”, las mismas que aportaran a la conservación de la cadena de frio de los canales de res, contribuyendo a la seguridad alimentaria de nuestro país.

El diseño presentado en esta investigación de la cámara frigorífica, cumple con los requerimientos para la construcción de carrocerías de buses que establece la norma INEN 1323, y con los requerimientos para el transporte de mercadería perecedera de consumo local de 7 °C establecido por la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura FAO.

Se determinó como la alternativa más factible para la construcción de la estructura como material base el acero ASTM A36, empleado acero inoxidable AISI 304 para recubrimiento interno de la cámara por su requerimiento de inocuidad y empleando acero galvanizado para el recubrimiento externo ASTM 563.

Se determinó como la alternativa más factible para el aislante de la cámara térmica conste de una parte de paneles ISOPOL de 50 mm de espesor en las aberturas de la estructura del furgón y paneles ISOPUR de 50 mm en las paredes y 100 mm en el piso de la cámara, como equipo de refrigeración se selecciona el Thermo King Serie V-200 con una capacidad de 11 750 BTU/h a 0°C.

Se realizó la simulación del diseño estructural del furgón empleando los software SOLIDWORKS y SAP2000, mismos que se fundamentan en el diseño por análisis de elementos finitos.

Se realizó el diseño térmico de la cámara, considerando las recomendaciones de los representantes nacionales de las diferentes marcas, los cuales aportaron valioso conocimiento y publicaciones, para el diseño de la cámara y selección del equipo, prefiriendo los fabricados bajo norma ISO 9001:2000.

Se realizó un análisis económico para un camión tipo, tomando como referencia el de mayor capacidad de carga, comprobando la factibilidad de realizar este proyecto, siempre y cuando el valor por transporte de cada canal de res se incremente en un 100%.

7.2 Recomendaciones

Encender el equipo antes de iniciar con el embarque de la carga, para enfriar la misma y no aportar calor a la cámara de reposo del Camal frigorífico municipal de la ciudad de Riobamba.

Modificar el las facilidades de embarque del Camal frigorífico municipal de la ciudad de Riobamba.

No sobrepasar la capacidad de carga de la cámara frigorífica, ni la capacidad de las vigas de suspensión de los canales de res.

Realizar un estudio para la repotenciación del sistema de refrigeración del Camal frigorífico municipal de la ciudad de Riobamba.

Garantizar la vida útil de la cámara y del equipo de refrigeración, realizando inspecciones periódicas y realizando el mantenimiento preventivo del mismo con personal técnico calificado

BIBLIOGRAFÍA

SHIGLEY, Josefp y MITCHELL, Larry D. 1985. *Diseño en ingeniería mecánica*. Mexico : Mc Graw Hill, 1985. 4ta Edicion.

LAIBLE, J. 1992. *Análisis Estructural*. Mexico : 1ra. Edición, Mc Graw-Hill, México, 1992, Capítulo I, Pag. 11, 1992. 1.

CUEVAS, Gonzelez. 2003. *Análisis estructura*. Colombia : Limusa Noriega Editores, p11, 2003. 1.

VALENZUELA, Ramiro. 2010. *Apuntes de refrigeración*. Riobamba : s.n., 2010.

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. 2003. *TERMODINAMICA*. MEXICO : MCGRAW-HILL / INTERAMERICANA DE MEXICO, 2003.

BOWLES, JOSEPH E. 1993. *DISEÑO ESTRUCTURAL DE ACERO*. Mexico : Limusa grupo noriega, 1993. Primera edicion.

AGRICULTURA, DEPARTAMENTO DE. 2012. ALMACENAMIENTO NO REFRIGERADO O REFRIGERADO DE LA CARNE FRESCA Y LOS SUBPRODUCTOS COMESTIBLES. [En línea] 12 de ENERO de 2012. [Citado el: 23 de Octubre de 2014.]

<http://www.fao.org>.

AGROCALIDAD. 2012. EL REGLAMENTO A LA LEY SOBRE MATADEROS INSPECCIÓN, COMERCIALIZACIÓN E INDUSTRIALIZACIÓN DE LA CARNE. [En línea] 15 de ENERO de 2012. [Citado el: 26 de Octubre de 2014.]

<http://agrocalidad.gob.ec>.

AHSMA. 2014. Productos planos laminados en caliente. *Productos planos laminados en caliente*. [En línea] 15 de Enero de 2014. [Citado el: 11 de febrero de 2015.] www.ahmsa.com.

CEPEDA, M. 2008. Refrigeracion. [En línea] 12 de Mayo de 2008. [Citado el: 5 de Septiembre de 2014.]

<https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2015/01/libro-refrigeracion.pdf>.

CORONEL, TORO Juan Francisco. 2007. Refrigerantes. [En línea] 9 de enero de 2007. [Citado el: 6 de Septiembre de 2014.]

<http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/REFRIGERANTES2.pdf>.

DONEY, Nathan. 2001. Codex Spanish Manua. [En línea] 9 de Agosto de 2001. [Citado el: 18 de Agosto de 2014.]

<http://www.consumersinternational.org>

Garcia, Luis. 2005. CALCULO DE PIEZAS A FLEXION. *CALCULO DE PIEZAS A FLEXION*. [En línea] 27 de Septiembre de 2005. [Citado el: 1 de abril de 2015.]

http://www.uclm.es/area/ing_rural/Trans_const/Tema14.pdf.

INEN. 2012. Carne y productos carnicos definiciones. [En línea] 22 de Diciembre de 2012. [Citado el: 15 de Agosto de 2014.]

<https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.1217.2006.pdf>.

MIRANDA, Alfredo. 2012. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. [En línea] 12 de enero de 2012. [Citado el: 20 de Septiembre de 2014.] http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-152.htm.

ORDOÑES, Juan. 2006. "PREPARACION Y ALMACENAMIENTO DE CARNE. [En línea] 25 de Julio de 2006. [Citado el: 26 de Octubre de 2014.]

<http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/refrigerantes.pdf>.

RESTREPO, Diego. 2001. Industria de carne. [En línea] 6 de Junio de 2001. [Citado el: 16 de Agosto de 2014.]

<http://decarnes.wikispaces.com/file/view/Libro+de+carnes.pdf>.

YUSTE, Josep. 2013. Importancia de la refrigeración en la conservación de la carne. *Importancia de la refrigeración en la conservación de la carne*. [En línea] 23 de junio de 2013. [Citado el: 20 de octubre de 2014.]

https://www.3tres3.com/granja-tenedor/importancia-de-la-refrigeracion-en-la-conservacion-de-la-carne_143/.

KING, TEHRMO. 2006. *Serie V*. 2006.

METECNO. 2009. *Data Sheet-Frigowall*. 2009.

THERMO KING. 2008. *Installation Manual*. 2008.

